UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2012

JUSSARA OLIVEIRA TASSINI

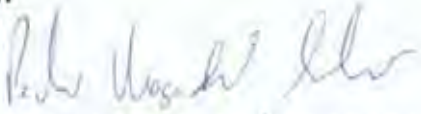
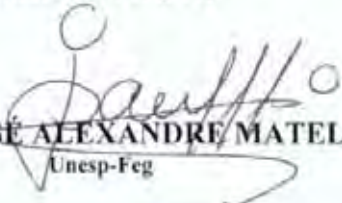
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL: ESTUDO DE CASO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para obtenção título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho
Co-orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

Guaratinguetá
2012

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

JUSSARA OLIVEIRA TASSINI

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Orientador / Unesp-Feg

Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
Unesp-Feg

Prof. Dr. CHRISTIAN JEREMI CORONADO RODRIGUEZ
UNIFEI

Janeiro de 2012

DADOS CURRICULARES

JUSSARA OLIVEIRA TASSINI

NASCIMENTO	19.11.1983 – GUARULHOS / SP
FILIAÇÃO	Julio Tassini Luiza Niza Bandeira de Oliveira Tassini
2004/2008	Curso de Graduação Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP
2009/2012	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

de modo especial à minha mãe e ao meu noivo Tico, que me incentivaram durante o mestrado, me dando apoio e acreditando no meu potencial.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, fonte de vida e luz, por estar sempre iluminando meu caminho e por colocar pessoas especiais ao meu redor.

Agradeço aos meus pais pelo esforço, pela educação, pelos exemplos de vida, pelo apoio incondicional em todas as etapas da minha vida e ainda por acreditarem em mim, abdicando de algumas coisas em prol de minha formação.

A todos os professores que trabalham por paixão ao ensino, sobretudo aos amigos José Luz Silveira e Pedro Magalhães Sobrinho pelas oportunidades, pelos incentivos, pelos conselhos e por acreditarem em meu potencial.

À AmBev pela oportunidade de aprendizado e aplicação do conhecimento adquirido, e aos amigos que lá tive a chance de conhecer, especialmente Rafael Pimenta, Jair Mendes, Rafael Maianti e Marcos Sardinha, pela amizade e pela troca de experiências.

Às minhas grandes amigas da república Viracopos, em especial à Mari, pela amizade, pelo convívio, pela compreensão, pelos conselhos e pelo companheirismo.

Aos amigos que sempre torceram por mim.

Em especial ao Tico, meu grande companheiro, pelo exemplo de força, dedicação, empenho e por estar ao meu lado em todos os momentos dando estímulo, apoio, conselhos, carinho e compreensão.

"Uma grande atitude faz muito mais que acender as luzes no nosso mundo; parece que ela magicamente nos conecta a todos os tipos de oportunidades casuais, que estavam de alguma forma ausentes antes da mudança."
Earl Nightingale

"O que for teu desejo, assim será tua vontade. O que for tua vontade, assim serão teus atos. O que forem teus atos, assim será teu destino."
Deepak Chopra

SUMÁRIO

TASSINI, J.O. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial: Estudo de Caso**. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia - Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

Em alguns tipos de indústria, como por exemplo a de laticínios, bebidas e frigoríficos, o sistema de refrigeração é responsável por uma parcela significativa no consumo de energia elétrica. Tendo como objetivo a redução deste consumo, foi realizado um estudo de caso em uma indústria produtora de bebidas, sendo analisados todos os componentes do sistema de refrigeração. O sistema de refrigeração analisado utiliza amônia anidra (NH_3) como fluido refrigerante no circuito principal e solução de etanol no circuito secundário, sendo composto por compressores do tipo parafuso, condensadores evaporativos, evaporadores de placas, conjunto de bombas e válvulas expansoras com controle eletrônico. Usualmente, os sistemas de refrigeração atendem diversos processos e etapas de produção, que diferem nos requisitos de temperatura de produto. Além disso, por serem projetados para atender a maior demanda esperada, constituem uma grande oportunidade de otimização nos períodos fora de pico de consumo. Foram descritos e detalhados os componentes do sistema de refrigeração, bem como todas as ações e requisitos necessários para melhoria na eficiência energética da instalação. A implementação destas ações de melhoria de eficiência na planta industrial estudada contou com um investimento total de R$ 302.000,00, e foram responsáveis por um ganho anual de R$ 241.000,00, correspondentes a uma redução no consumo elétrico de 1,7 GWh/ano. O *payback* simples, portanto, é de 1,25 anos.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração Industrial. Eficiência Energética. Indústria de bebidas.

TASSINI, J.O. **Energy Efficiency in Industrial Refrigeration Systems: Case Study.** 2012. 113 p. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Engineering College, São Paulo State University - Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

In some types of industry where cooling systems are required, for example, dairy products, beverages and frozen foods, the cooling system is responsible for a significant portion of electricity consumption. Aiming to reduce this consumption, a case study was performed in a beverage industry, and all the refrigeration systems components were analyzed. The cooling system operates using anhydrous ammonia (NH_3) as the refrigerant in the main circuit and ethanol solution in the secondary circuit, it consists of screw compressors, evaporative condensers, plate and frame coolers, pumps and expansion valves with electronic control. Usually, refrigeration systems have several processes and production stages to meet for different products, depending on the products temperature requirements. Moreover, they are designed to attain the highest demand expected, which gives a great opportunity to optimize the off-peak periods of consumption. We have described and itemized whole refrigeration systems components, as well as all actions and requirements to improve the energy efficiency of the installation. The energy efficiency improvements actions that were implemented in this industrial plant study had a total investment of R$ 302,000.00. These improvementes resulted in an annual saving of R$ 241,000.00, as well a relative a reduction in electricity consumption of 1,7 GWh/year. Therefore, the simple payback is 1.25 years.

KEYWORDS: Industrial Refrigeration. Energy Efficiency. Beverage Industry.

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

AAPG	Amônia a Alta Pressão Gasosa
AAPL	Amônia a Alta Pressão Líquida
ABPG	Amônia a Baixa Pressão Gasosa
ABPL	Amônia a Baixa Pressão Líquida
ALDOX	Sistema para produção de água desaerada
ATF	Água Tratata Fria
ATG	Água Tratada Gelada
ATQ	Água Tratada Quente
CLP	Controlador Lógico Programável
COP	Coeficiente de Performance
CVP	Piloto Mecânico
CVQ	Piloto Eletrônico
EKC 347	Controlador de Nível no Separador de Líquido
EKC 361	Controlador de Temperatura no Evaporador
EVM	Piloto Solenóide
FERMAT	Processo Entre as Etapas de Fermentação e Filtração
NH_3	Amônia
PID	Proporcional – Integral – Derivativo
PM	Válvula de Expansão Servo-pilotada
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PT 1000	Sensor de Temperatura
R-717	Amônia
SV	Válvula de Deslizamento – *Slide Valve*
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido
URL	Unidade Resfriadora de Líquido

1 INTRODUÇÃO

A gestão dos recursos de energia é hoje um dos principais desafios que, em nível mundial, a sociedade moderna enfrenta. O desenvolvimento econômico prevalecente nas últimas décadas caracterizou-se pela utilização muito intensa de energia gerada a partir de recursos de origem fóssil. A natureza finita desses recursos naturais, e o impacto ambiental da sua produção e consumo, alertaram o mundo para a necessidade de mudança dessas premissas de suporte ao modelo de desenvolvimento.

Aliada a esta realidade surgiram, ainda, as evidências da globalização que hoje nos demonstram a interdependência de fatores que antes eram olhados como independentes, tais como o acesso e a utilização de energia e o desenvolvimento econômico, o combate à pobreza e as preocupações ambientais e climáticas, entre outros.

A energia é um insumo fundamental para assegurar o desenvolvimento econômico e social de um país. Devido a sua importância, foi criado pelos Ministérios de Minas e Energia e da Indústria e Comércio e gerido por uma secretaria executiva subordinada à Eletrobrás o PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Seu objetivo é promover a racionalização da geração e do consumo de energia elétrica para que se elimine o desperdício e se reduza os custos e os investimentos setoriais (PROCEL, 2011). A racionalização de seu uso apresenta-se como alternativa de baixo custo e de curto prazo de implantação (MONTEIRO e ROCHA, 2005). Em alguns casos, significativas economias podem ser obtidas apenas com mudanças de procedimentos e de hábitos, além de impactar positivamente o meio ambiente.

Dentre os aspectos econômicos envolvidos nas atividades de racionalização do uso de energia, deve-se destacar a valorização da imagem e a visão estratégica da empresa. Hoje, o mercado exige produtos de empresas comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente. Devido à proporção que os equipamentos componentes do sistema de refrigeração representam no consumo de energia elétrica, a sua eficiência energética é cada vez mais relevante.

A proposta contida neste trabalho tem como objetivo aumentar a eficiência energética de um sistema de refrigeração industrial, através da diminuição de seu consumo de energia elétrica.

A metodologia consiste em realizar uma avaliação dos componentes do sistema de refrigeração, de forma a diagnosticar as causas de ineficiência e identificar oportunidades para melhoria do mesmo. Algumas oportunidades consistem na implementação de ações atreladas a investimento, e outras consistem apenas em ações operacionais sem necessidade de investimento.

Refrigeração pode ser definida como um processo físico, no qual ocorre a transferência contínua de energia térmica de um corpo, ambiente ou substância, havendo em seguida a transferência do calor retirado para outro corpo, outro ambiente ou outra substância, sendo considerados os processos cujas reduções ou conservações de temperatura sejam inferiores à temperatura do ambiente circundante. Sistemas de refrigeração são utilizados com o objetivo de viabilizar processos, processar e conservar produtos ou efetuar climatização para conforto.

O calor é transferido de um corpo mais quente para um mais frio, de três formas diferentes: radiação, condução e convecção.

Estes dois últimos modos de transferência de calor, em particular, são predominantes na concepção dos dispositivos de refrigeração.

No processo produtivo de cerveja, que é o caso do estudo apresentado, o sistema de refrigeração tem uma importância vital. É ele o responsável pelas etapas de refrigeração que o processo de fabricação exige, bem como pela conservação dos produtos em tanques e adegas.

Os sistemas de refrigeração industrial operam em grande parte do tempo fora de suas condições nominais de projeto, e isto se deve ao fato de serem projetados para atender todos os processos de forma simultânea, ou seja, para atender a maior demanda esperada. Além de outras ações de melhoria de eficiência no sistema de refrigeração, utilizar propriedades e parâmetros de modulação para os períodos de demanda fora de pico é uma premissa importante para a redução do consumo de energia.

O trabalho é estruturado como segue:

No capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre eficiência energética em indústria de bebidas, bem como sistemas de refrigeração com ciclo de refrigeração por compressão de vapor. No capítulo 3, são detalhados os componentes do sistema de refrigeração, com conceitos sobre o seu funcionamento e princípios de operação. No capítulo 4, são abordados os processos envolvidos na produção de cerveja, bem como descritas as etapas nas quais são necessários processos de refrigeração. No capítulo 5 é feita a caracterização do objeto do estudo de caso. No capítulo 6, são detalhadas todas as ações para aumento na eficiência energética do caso estudado, com seus respectivos resultados. No capítulo 7, a conclusão do trabalho realizado é apresentada.

2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E REFRIGERAÇÃO

Ações para melhoria de eficiência energética em indústria de bebidas podem ser estudadas e aplicadas em diversos setores da planta, seja no sistema de refrigeração, no sistema de ar comprimido, bombeamento, uso de água, sistema de produção de vapor, cogeração, iluminação, motores, entre outros.

Práticas para redução no consumo de água para a produção de cerveja, ações para recuperação do calor no processo de fervura, retorno de condensado, aplicação de motores de alto rendimento são apresentadas por SANTOS e RIBEIRO (2005).

SOLA e KOVALESKI (2004) estudaram alguns segmentos de indústria, incluindo produção de bebidas, questionando temas como conscientização para eficiência energética, gestão energética e políticas de uso de tecnologias energeticamente eficientes.

LEITE (2010) aborda eficiência energética em diversos segmentos industriais, mostrando os tipos de uso de energia e respectivos potenciais de ganho. Afirmam também que existe uma excelente oportunidade para avançar nesta direção, aproveitando a experiência acumulada, os resultados dos estudos e o momento político favorável para construir estratégias de longo prazo que estimulem o mercado industrial de eficiência energética.

Na indústria de alimentos e bebidas, os principais processos e equipamentos consumidores de energia térmica para uso final na forma de aquecimento direto são os secadores e fornos. Já o calor de processo é utilizado no cozimento, destilação, evaporação, pasteurização/esterilização, e principalmente limpeza – lavagem a quente de máquinas e instalações, freqüentemente com água em pressão elevada. Os principais processos consumidores de energia elétrica são refrigeração, resfriamento e condicionamento de ar. Para força motriz são extrusão, moagem, trituração ou pulverização e mistura (BAJAY, GORLA e ROCHA, 2010).

BARBOSA (2010) afirma que as cervejarias têm gasto anual médio superior a US$ 200.000.000,00 com consumo de energia. Estes custos são responsáveis por 3% a 8% do custo total de produção, o que torna a eficiência energética e a redução do consumo um importante recurso para redução no custo produtivo. As medidas de

melhoria em eficiência, tanto para o setor de utilidades quanto para outros setores, será vista como uma boa oportunidade de redução de custos.

2.1. Introdução à Refrigeração

O emprego dos meios de refrigeração já era do conhecimento humano mesmo na época das mais antigas civilizações (FERRAZ e GOMES, 2008). Cerca de 25% da produção de alimentos perecíveis no mundo é refrigerada (GEORGE, 1993), existindo ainda uma vasta estrutura para produção, transporte e estocagem desses alimentos. Por outro lado, refrigeração pode ser utilizada em processos de mudança das características ou mesmo estrutura química, denominando-se processamento de alimentos. Entre aqueles que são submetidos a processos que utilizam refrigeração durante sua preparação podem ser citados: café instantâneo, queijos e bebidas como cerveja, vinhos, sucos cítricos (STOECKER e JABARDO, 2002).

Entre os principais sistemas de refrigeração estão os sistemas por absorção, os sistemas por efeito termoelétricos e os sistemas por compressão de vapor. Os sistemas por compressão de vapor são predominantes, especialmente nas instalações industriais para processamento e armazenagem de alimentos e em equipamentos de pequeno porte, como refrigeradores e condicionadores de ar compactos.

O ciclo de refrigeração tem como finalidade atingir as temperaturas necessárias ao processamento e armazenagem dos produtos. Os requisitos de temperatura e pressão ideais de operação do ciclo de refrigeração são determinados pelo conhecimento das características do produto e do processo, bem como do ciclo e seus componentes.

2.2. Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o trabalho fornecido ao compressor é utilizado para elevar a pressão e a temperatura do fluido refrigerante gasoso que chega ao compressor. O vapor, a alta pressão e temperatura, segue até o condensador onde rejeita calor para o meio, condensando o fluido refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão, onde passa do estado líquido a alta pressão (num processo isoentálpico) para uma mistura líquido-vapor, a baixa pressão e temperatura. O fluido refrigerante então retira calor do ambiente ou sistema a ser refrigerado, utilizando esse calor para se vaporizar, seguindo em direção ao compressor, onde completa o ciclo.

2.2.1 Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo de Carnot é o ciclo de maior rendimento térmico possível e destaca-se por se tratar de um ciclo ideal (reversível) que opera entre dois níveis de temperatura. Representa um meio relativamente simples de se avaliar a influência das temperaturas de operação.

Define-se como ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor um ciclo no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real. Desta forma, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com o ciclo teórico, que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real (STOECKER e JABARDO, 2002).

A Figura 1 representa o ciclo teórico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em seus respetivos equipamentos são:

a) Processo 1→2: Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isoentrópico. O refrigerante entra no compressor à

pressão do evaporador (P_0) e com título igual a 1 (x=1). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 (ELETROBRÁS, 2005).

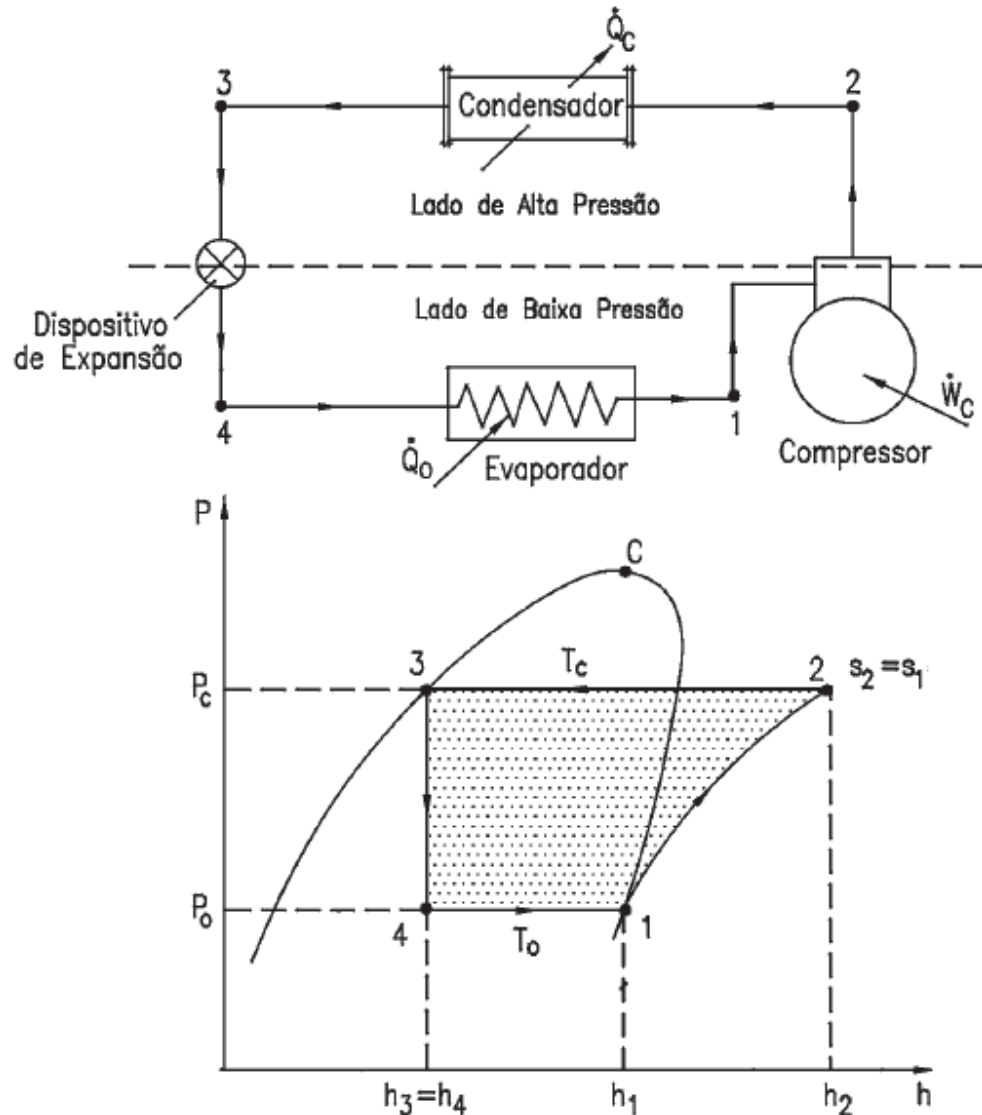



Figura 1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor (Eletrobrás, 2005)

b) Processo 2→3: Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor do refrigerante para o meio de resfriamento (ar, água ou outro fluido), à pressão constante. Neste processo, o fluido refrigerante é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_C e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 (ELETROBRÁS, 2005).

c) Processo 3→4: Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão P_C e líquido saturado (x=0), até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3) (ELETROBRÁS, 2005).

d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), conseqüentemente a temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco (x=1) (ELETROBRÁS, 2005).

2.2.2 Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

As principais diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real são descritas abaixo, e podem ser observadas na Figura 2:

a) Queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sução, assim como no condensador e no evaporador;

b) Eventual sub-resfriamento do fluido refrigerante na saída do condensador, já que nem todos os sistemas são projetados com sub-resfriamento;

c) Superaquecimento da sucção do compressor, que é um processo importante de modo a evitar a entrada de líquido no compressor.

d) Processo de compressão é isentrópico no ciclo teórico e no ciclo real é politrópico.

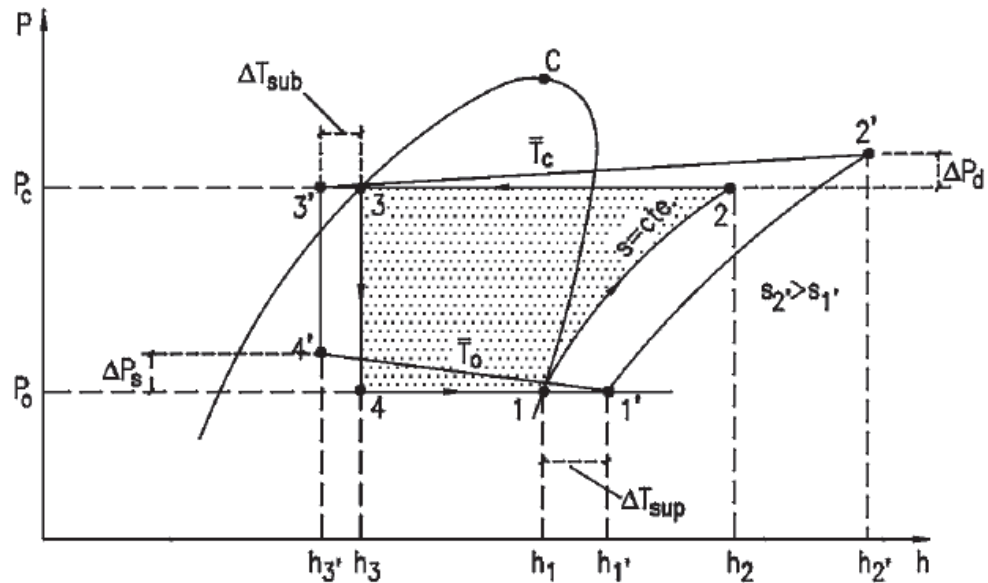



Figura 2 Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração (Eletrobrás, 2005)

2.2.3 Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

Considera-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação T_C e temperatura de evaporação T_0.

2.2.3.1 Capacidade Frigorífica

A quantidade de calor, por unidade de tempo, que é retirada do meio ou do produto que se quer refrigerar, através do evaporador do sistema de refrigeração, é chamada de capacidade frigorífica ($\dot{Q}_0$), representada na Figura 3.

Pela primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle, e considerando que o sistema opera em regime permanente e que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis, tem-se:

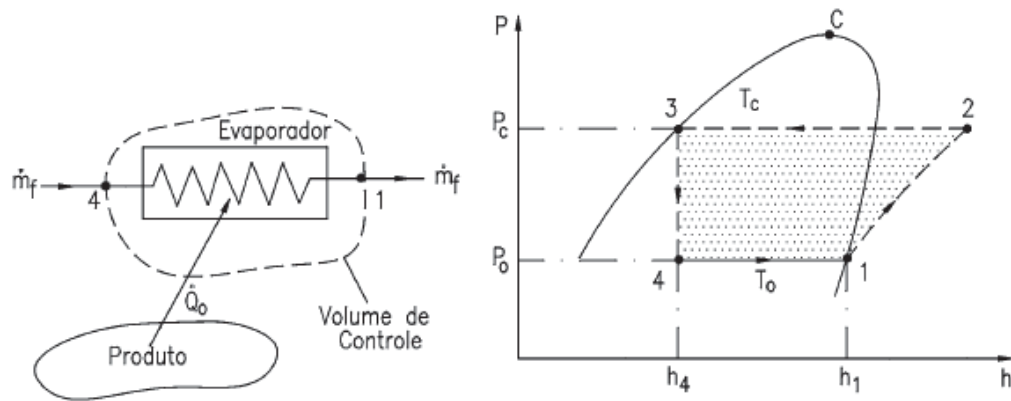



Figura 3 Processo de transferência de calor no evaporador (Eletrobrás, 2005)

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (1)$$

onde:

$\dot{Q}_0$: Capacidade Frigorífica [kW]

$\dot{m}_f$: Vazão de fluido refrigerante [kg/s]

h_1 : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 1 [kJ/kg]

h_4 : Entalpia do fluido refrigerante no ponto 4 [kJ/kg]

Normalmente se conhece a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração, que deve ser igual à carga térmica para operação em regime permanente.

A completa determinação dos estados representativos do ciclo padrão de compressão de vapor pode permitir a avaliação da vazão de refrigerante e a vazão volumétrica deslocada pelo compressor, além de propiciar uma estimativa adequada de pressões e temperaturas.

2.2.3.2 Potência de Compressão

A quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao ciclo é

chamada de potência de compressão. Este processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico), como é observado na Figura 4.

Considerando-se desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, e aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, no volume de controle da Figura 4, tem-se:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \qquad (2)$$

onde:

$\dot{W}_C$: Potência de compressão [kW]

$\dot{m}_f$: Vazão de fluido refrigerante [kg/s]

h_2: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 2 [kJ/kg]

h_1: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 1 [kJ/kg]

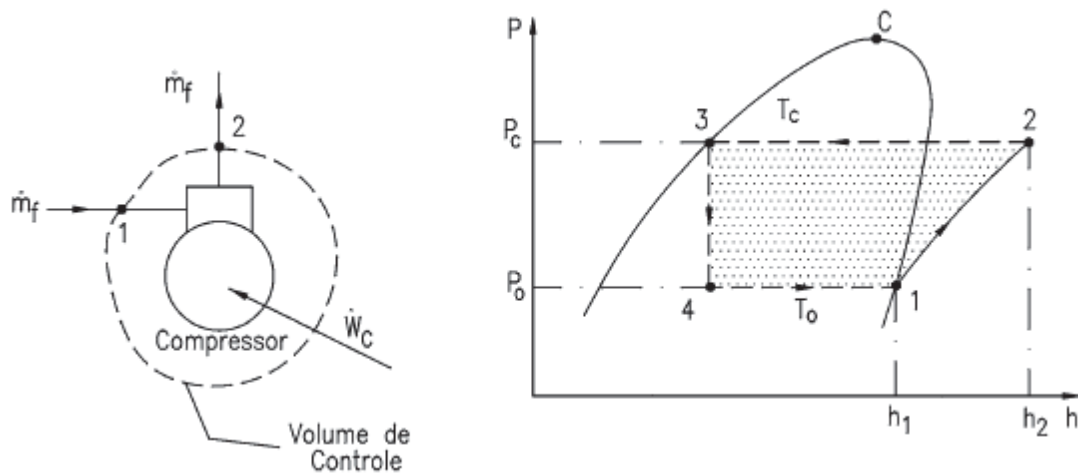



Figura 4 Processo de compressão adiabático reversível no compressor (Eletrobrás, 2005)

A potência real de compressão pode também ser razoavelmente estimada se a eficiência do compressor for corretamente assumida. Estes dados estão disponíveis em catálogos dos fabricantes de compressores e são fundamentais para o correto dimensionamento do sistema.

2.2.3.3 Calor Rejeitado no Condensador

A função do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento (água ou ar). Esta vazão é determinada através de um balanço de energia no volume de controle da Figura 5.

Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \tag{3}$$

onde:

$\dot{W}_C$: Calor rejeitado no condensador [kW]

$\dot{m}_f$: Vazão de fluido refrigerante [kg/s]

h_2: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 2 [kJ/kg]

h_3: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 3 [kJ/kg]

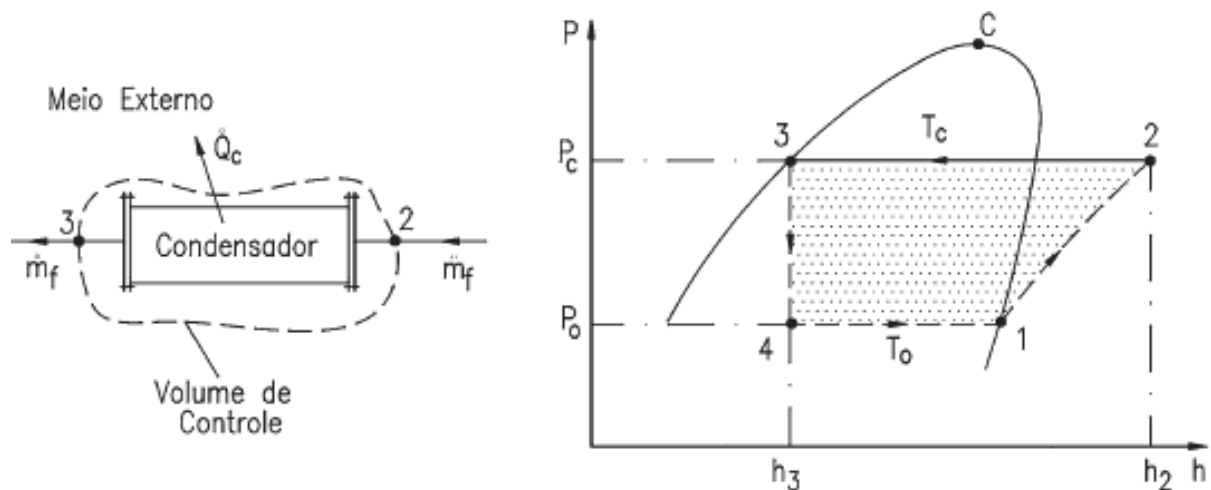



Figura 5 Processo de transferência de calor no condensador (Eletrobrás, 2005)

2.2.3.4 Dispositivo de Expansão

No dispositivo de expansão, o processo teórico é adiabático, sem geração de trabalho, como mostra a Figura 6. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

$$h_3 = h_4 \qquad (4)$$

onde:

h_3: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 3 [kJ/kg]

h_4: Entalpia do fluido refrigerante no ponto 4 [kJ/kg]

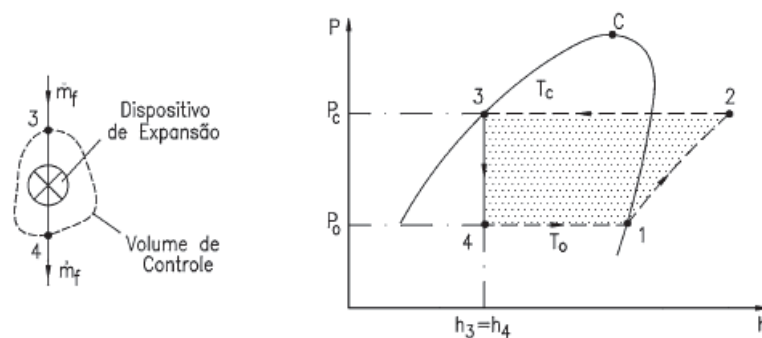



Figura 6 Processo no dispositivo de expansão (Eletrobrás, 2005)

2.2.4 Coeficiente de Performance (COP)

O parâmetro de eficiência utilizado na análise das instalações frigoríficas é o Coeficiente de Eficiência ou Coeficiente de Performance (COP - Coefficient of Performance), definido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_C} \qquad (5)$$

onde:

$\dot{Q}_0$: calor removido do ambiente a baixa temperatura (energia útil)

$\dot{W}_L$: trabalho líquido (energia gasta)

A Figura 7 mostra esquematicamente o diagrama p-h para o Ciclo de Carnot. Neste caso, o coeficiente de performance pode ser escrito como:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{T_2(s_2 - s_3) - T_1(s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \tag{6}$$

onde os índices referem-se aos estados da Figura 7,

T: temperatura (K)

s: entropia (kJ/kgK)

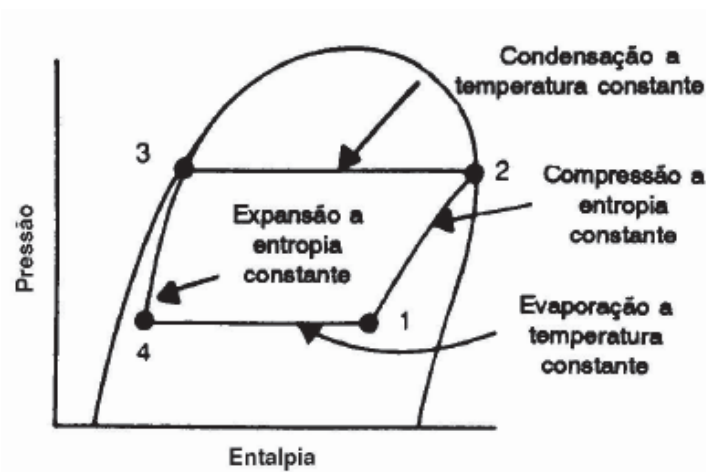



Figura 7 Diagrama p-h do ciclo frigorífico de Carnot

Pode-se dizer ainda que o COP do ciclo está relacionado às diferenças de temperatura entre o ambiente refrigerado e o evaporado e entre o condensador e a atmosfera.

Para um ciclo de compressão a vapor básico, temos:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{7}$$

onde os índices se referem aos estados apresentados na Figura 1.

A obtenção de um COP elevado está relacionada à redução do trabalho necessário para um dado efeito de refrigeração (ASHRAE, 1986). A redução da temperatura de condensação/pressão de descarga ou a elevação da temperatura de

evaporação/pressão de sucção implicam num aumento do COP, como podemos observar nos diagramas e gráficos das Figuras 8 e 9, a seguir.

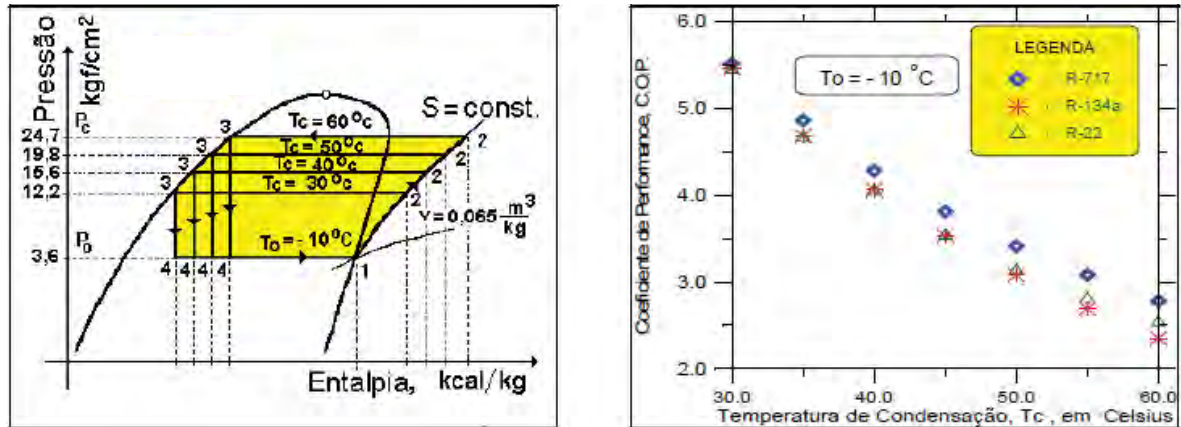



Figura 8 Influência da temperatura de condensação/pressão de descarga no COP. (Eletrobrás, 2005)

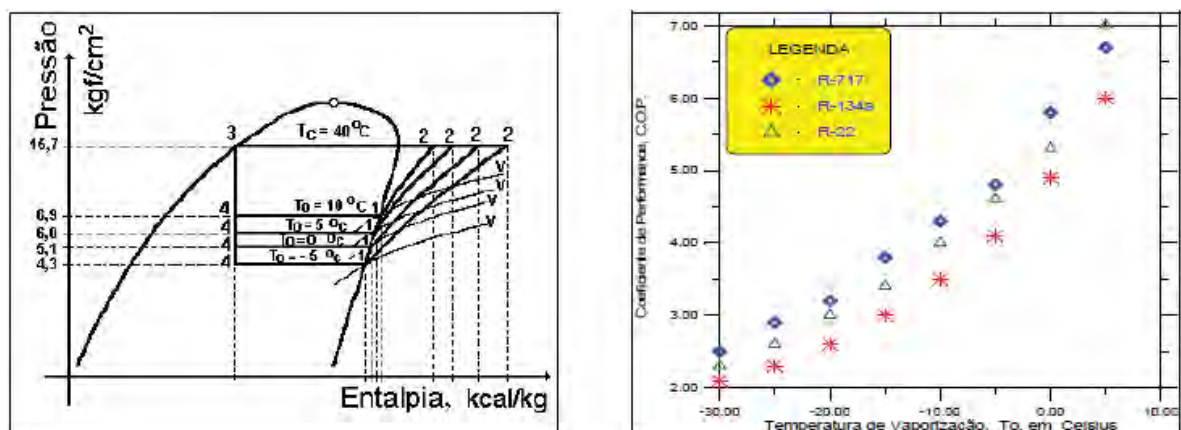



Figura 9 Influência da temperatura de evaporação/pressão de sucção no COP. (Eletrobrás, 2005)

2.2.5 Sistema com Separação de Regimes – Multipressão

Sistemas com separação de regimes de sucção são sistemas de refrigeração, por compressão de vapor, que possuem dois ou mais níveis de baixa pressão, entre o dispositivo de expansão e a sucção do compressor. Sistemas que contam com separação de regimes podem ser encontrados, por exemplo, em indústrias de bebidas, laticínios, frigoríficos, etc.

Como são diversos os processos na produção de cerveja, com diversos requerimentos de temperatura, é possível operar com coletores independentes de fluido refrigerante, de modo a aumentar ao máximo a eficiência do sistema. Ou seja, ao invés de possuir um único regime de sucção para todos os compressores, e fazer o controle de temperaturas e pressões de evaporação através de válvulas de expansão dos evaporadores, opera-se com dois coletores independentes de amônia, e compressores dedicados a cada um destes dois sistemas, os quais diferem nos parâmetros de pressão de sucção operacionais de acordo com os processos atendidos.

Na Figura 10, pode-se observar um compressor dedicado a regime de pressão de sucção. Numa instalação real, por exemplo, um conjunto poderia operar à temperatura de -5,0ºC para atender determinado processo, enquanto outro poderia operar à 0,5ºC para resfriar água.

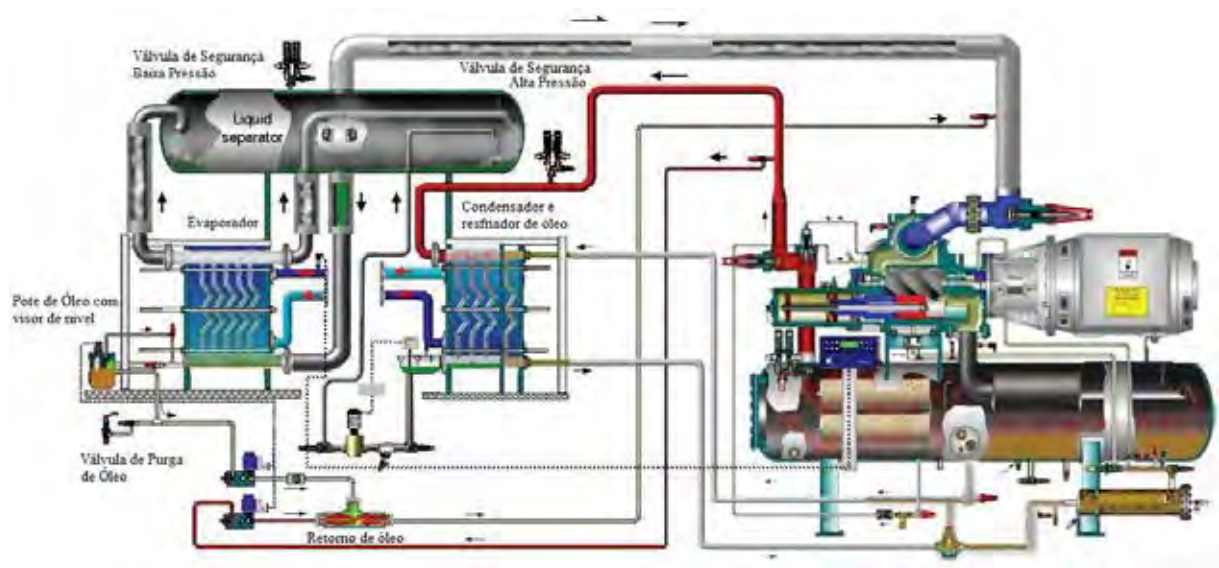



Figura 10 Compressor dedicado a um regime de pressão de sucção

Atualmente a proposta de separação de regimes apresenta um custo de projeto bastante elevado, além da necessidade de paradas para a adequação, o que representa também certo prejuízo por deixar de produzir. Portanto, qualquer decisão de se implementar divisão de regimes em indústrias que já operam com sistema unificado deve ser baseada em uma análise econômica. A redução na potência consumida

precisa compensar o custo dos equipamentos adicionais para justificar tal investimento (TASSINI, SILVEIRA e MAGALHÃES SOBRINHO, 2011).

3 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Neste capítulo são descritos e detalhados os componentes de um sistema de refrigeração industrial, bem como os parâmetros que têm influência sobre sua eficiência.

3.1. Compressores

O compressor é um equipamento mecânico capaz de transferir a energia recebida do motor elétrico para o fluido refrigerante, e se caracteriza como um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema.

Nas instalações industriais, os principais tipos de compressores encontrados são alternativo e parafuso, utilizando R-717 (amônia anidra – NH_3) como fluido refrigerante (YORK REFRIGERATION, 2008). A escolha do tipo de compressor depende essencialmente da capacidade da instalação, da temperatura de vaporização e do fluido refrigerante utilizado.

Dependendo da concepção de projeto, os compressores podem ser classificados como herméticos, semi-herméticos e abertos, sendo que em instalações industriais são encontrados predominantemente compressores abertos, que permitem manutenções e revisões periódicas com mais facilidade. Neste tipo de compressor, o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça, permitindo o acionamento por um motor externo. Esse tipo de compressor é adequado para operar com amônia, podendo também utilizar refrigerantes halogenados.

3.1.1 Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração em sistemas de pequena e média capacidade e podem ser:

- de simples efeito (pistão de uma cabeça comprimindo apenas para um lado) ou de duplo efeito (pistão de duas cabeças comprimindo gás nos dois sentidos);
- de um ou mais cilindros;
- abertos, herméticos ou semi-herméticos; e
- horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

A Figura 11 apresenta, esquematicamente, o princípio de funcionamento de um compressor alternativo aberto. O fluido refrigerante evaporado é succionado (2) através da válvula de passagem de sucção, onde as impurezas são retidas pelo filtro e entra na câmara de sucção do cárter (3, 4). Quando o pistão (5) inicia o curso de sucção, a pressão dentro das camisas (6) diminui, fazendo com que o gás existente na câmara de sucção entre nos cilindros, após abrir as válvulas de sucção (7). Quando o pistão inicia seu curso para cima, a válvula de sucção se fecha e o gás é comprimido. Quando a pressão do gás nos cilindros ultrapassa a pressão de câmara de descarga, as válvulas de descarga (8) se abrem e o gás é descarregado através do tubo em forma de cotovelo (9) e conduzido para o condensador (MAYEKAWA, 2008).

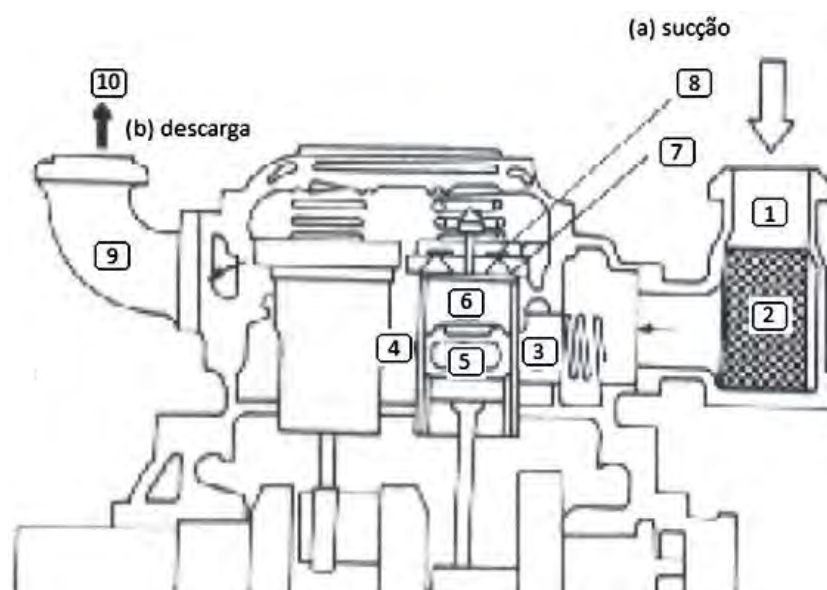



Figura 11 Mecanismo compressor alternativo (Mayekawa, 2008)

A eficiência volumétrica efetiva é definida como:

$$\eta_{v_ef} = \frac{\dot{Q}}{\dot{V}} \times 100 \qquad (8)$$

onde:

$\dot{Q}$: vazão que entra no compressor [m^3/s];

$\dot{V}$: taxa de deslocamento do compressor [m^3/s], dada pelo volume coberto pelos êmbolos, do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), durante o tempo de aspiração, por unidade de tempo.

3.1.2 Compressores Parafuso

Os compressores parafuso são hoje muito usados em refrigeração industrial para a compressão de amônia e outros gases, e são geralmente utilizados em instalações de grande carga térmica. Por não possuírem válvulas de admissão e descarga, este tipo de compressor funciona em alta rotação, combinando grandes capacidades com dimensões externas reduzidas.

Um compressor parafuso é uma máquina de deslocamento positivo que possui dois rotores acoplados, montados em mancais para fixar suas posições na câmara de trabalho numa tolerância estreita em relação à cavidade cilíndrica. O rotor macho tem um perfil convexo, ao contrário do rotor fêmea, que possui perfil côncavo (PILLIS, 2005). Sua geometria básica pode ser observada na Figura 12.

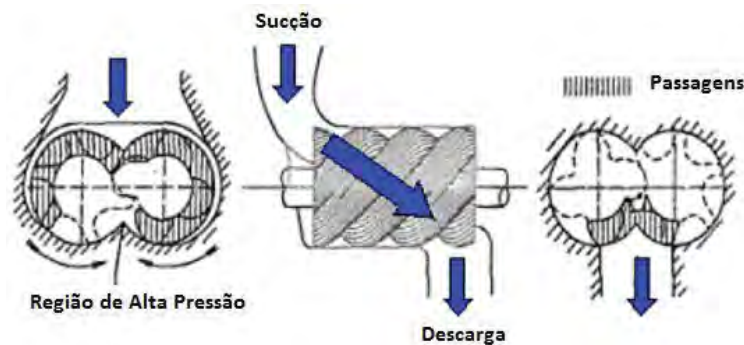



Figura 12 Geometria básica do compressor parafuso (Pillis, 2005)

Os espaços entre os rotores e a folga existente entre os mesmos e a carcaça são selados por meio de injeção de óleo entre os rotores. O compressor parafuso selado com óleo aumenta o rendimento volumétrico retirando parte do calor ganho na compressão (MAYEKAWA, 2008).

A separação do óleo nebulizado misturado ao gás é realizada através do filtro coalescente, onde as pequenas partículas de óleo são retidas em gotas maiores, sendo direcionadas até o fundo do coletor do filtro. Este óleo é então coletado e retorna ao compressor para reutilização. Um separador de óleo com as respectivas indicações é mostrado na Figura 13.

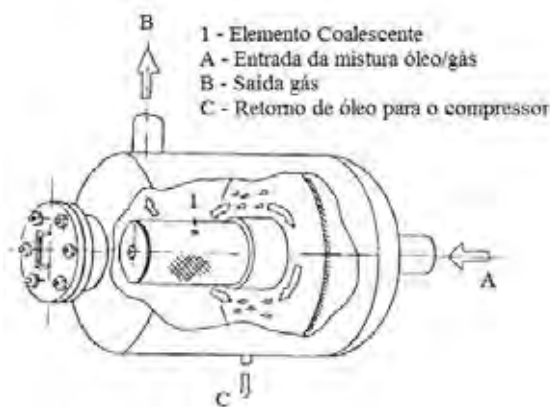



Figura 13 Separador de óleo e filtro coalescente (Mayekawa, 2008)

O óleo lubrificante do compressor pode ser resfriado de três formas, sendo:

a) Injeção de líquido: utiliza o fluido refrigerante injetado diretamente em um ponto do bloco do compressor, próximo à descarga de gás a alta pressão.
b) Resfriamento por água: utiliza trocadores de calor (de placas ou casco e tubos) para a troca de calor com água em circuitos com torres de resfriamento.
c) Resfriamento por termosifão: utiliza trocador de calor do tipo casco e tubos para troca de calor com amônia líquida provinda dos condensadores. Funciona como um evaporador inundado por gravidade, com temperatura de evaporação controlada pela pressão do condensador.

O ciclo de operação possui três fases: sucção, compressão e descarga. Os componentes do conjunto compressor-motor-separador de óleo podem ser observados na Figura 14, com as indicações de tubulação de sucção e descarga de gás.

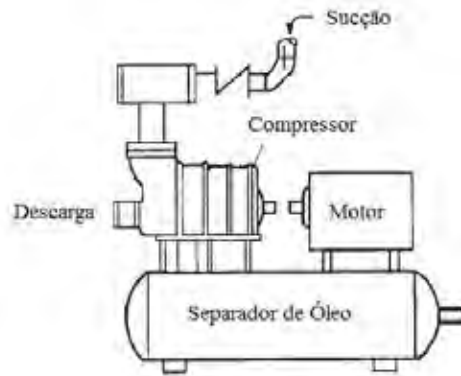



Figura 14 Conjunto compressor parafuso
(Adaptado de Mayekawa, 2008)

O gás é comprimido pela rotação dos rotores acoplados, e então percorre o espaço entre os lóbulos enquanto é transferido axialmente desde a sucção até a descarga.

Conforme comenta PILLIS (2005), uma característica que é fundamental no projeto de compressores é a razão entre volumes. Quando a razão entre volumes do compressor for muito alta para uma dada condição de operação, a pressão de descarga interna é maior que a pressão de descarga do sistema, o que é chamado de *sobre-compressão*, conforme pode ser observado na Figura 15.

Esta situação acarreta um trabalho maior comparada à situação que ocorre quando a compressão é interrompida quando as pressões interna e do sistema se equalizam, mostrando que o consumo de energia é maior neste caso, já que não é necessário realizar o trabalho de compressão até este nível de pressão, devido à dissipação do trabalho durante a expansão do fluido entre as pressões de descarga interna e do sistema.

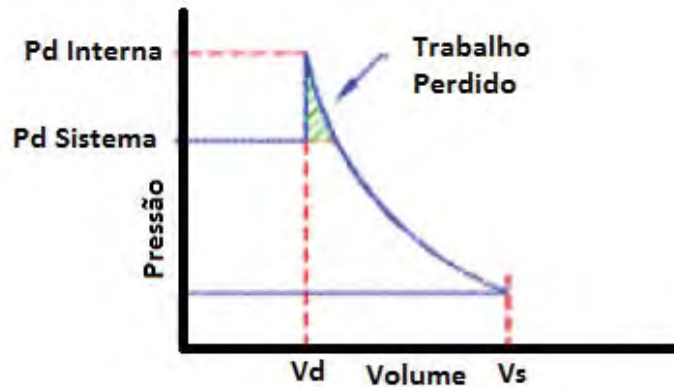



Figura 15 Sobre-compressão diagrama p-V
(Pillis, 2005)

Se a razão entre volumes é muito baixa para as condições de operação do sistema, ocorre a *sub-compressão*, conforme representado na Figura 16. Este caso mostra a ocorrência de realização de trabalho extra para elevar a pressão de descarga interna até o nível da pressão interna do sistema, devido à abertura para descarga ocorrer antes da pressão do gás atingir a pressão de descarga, o que provoca a elevação da pressão de descarga.

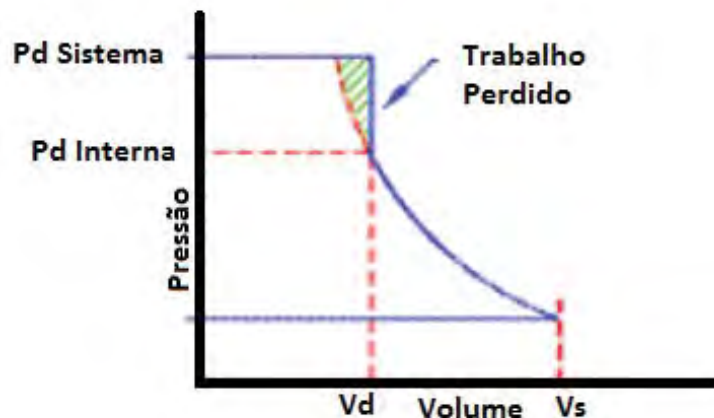



Figura 16 Sub-compressão diagrama p-V
(Pillis, 2005)

Quando ocorre sobre-compressão ou sub-compressão, o funcionamento do compressor não é prejudicado e não há alteração no volume deslocado, porém a potência requerida é maior do que ocorreria na situação desejável – quando as aberturas de descarga estão localizadas corretamente de acordo com a razão entre volumes necessária – acarretando maior custo energético.

A capacidade de um compressor parafuso pode ser controlada de modo a variar a quantidade de gás que entra na câmara, de acordo com a demanda e variação de carga térmica. Pode ser utilizada a válvula interna deslizante (conhecida na prática como *slide valve* – SV), bem como controle por velocidade variável, utilizando inversor de freqüência.

No entanto, vale ressaltar aqui que para cargas inferiores a 50%, verifica-se uma eficiência relativamente baixa dos compressores parafuso com controle de capacidade operados pela *slide valve* (SALVADOR, 1999). Além disso, apesar de se manter a mesma razão entre volumes tanto à carga parcial como à carga total, a potência consumida não se reduz significativamente, conforme pode ser observado na Figura 17.

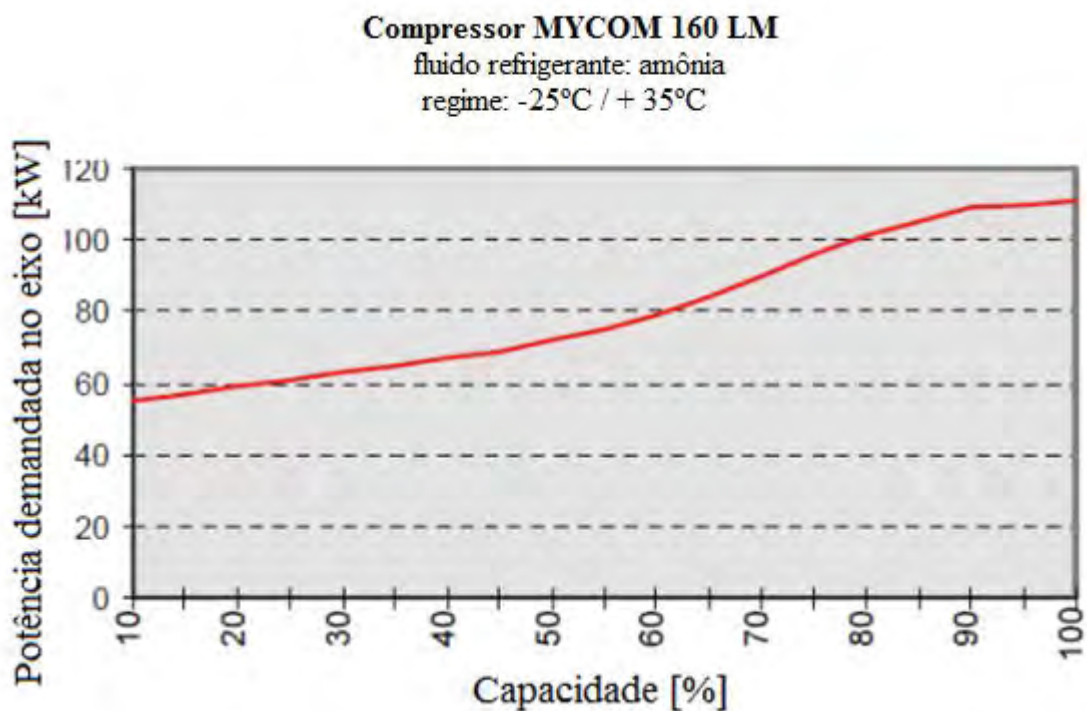



Figura 17 Potência demandada no eixo do compressor em função da capacidade (Salvador, 1999)

A variação de velocidade tem se apresentado como a melhor alternativa, do ponto de vista energético, para controle de capacidade nos compressores parafuso e pode ser efetuada utilizando-se os acionamentos por inversores de freqüência, que permite que a potência do compressor decresça com a rotação dos rotores e com a razão de compressão. Uma típica variação da freqüência causará uma perda em torno

de 3% quando operando à carga total, além de uma perda adicional de 2,5% na eficiência do motor. Isto dá uma perda de aproximadamente 5,5% à carga total (PILLIS, 2005).

Como a maioria das instalações industriais é composta por um grupo de compressores, o ideal é que alguns dos compressores do sistema sejam dotados de inversor de freqüência para que possam variar sua velocidade de acordo com a variação da demanda (carga térmica). Os demais compressores operariam na base do sistema, ou seja, atendendo uma carga térmica mínima fixa.

O perfil de carga térmica, bem como as condições de operação esperadas numa determinada aplicação, devem ser levados em conta para verificar a viabilidade de controle por velocidade variável em compressores, já que há limites de velocidade abaixo dos quais pode haver falhas de lubrificação nos mancais. Neste caso, o fabricante deve ser consultado.

3.2. Condensadores

Condensadores são os elementos do sistema de refrigeração que têm a função de transformar o gás quente a alta pressão, oriundo do compressor, em líquido, rejeitando o calor contido no fluido refrigerante para algum meio.

Os quatro tipos de condensadores aplicados na refrigeração industrial estão apresentados na Figura 18. Podem ser resfriados a ar (a), resfriados a água – casco-tubo (b) ou a placas (c) – e evaporativos (d). Na refrigeração industrial predomina o tipo evaporativo, bem como os conjuntos de condensadores a placas com torres de resfriamento (MARTINELLI JUNIOR, 2003).

Os condensadores evaporativos possuem característica construtiva semelhante a uma torre de resfriamento. O calor rejeitado pelo refrigerante é transferido sucessivamente à água e ao ar ambiente. Nos condensadores a placas, o fluido refrigerante é condensado e escoa no sentido descendente, enquanto a água circula no

sentido ascendente. A água aquecida pela condensação do refrigerante é circulada por bombas através de uma torre de resfriamento, de onde retorna ao condensador.

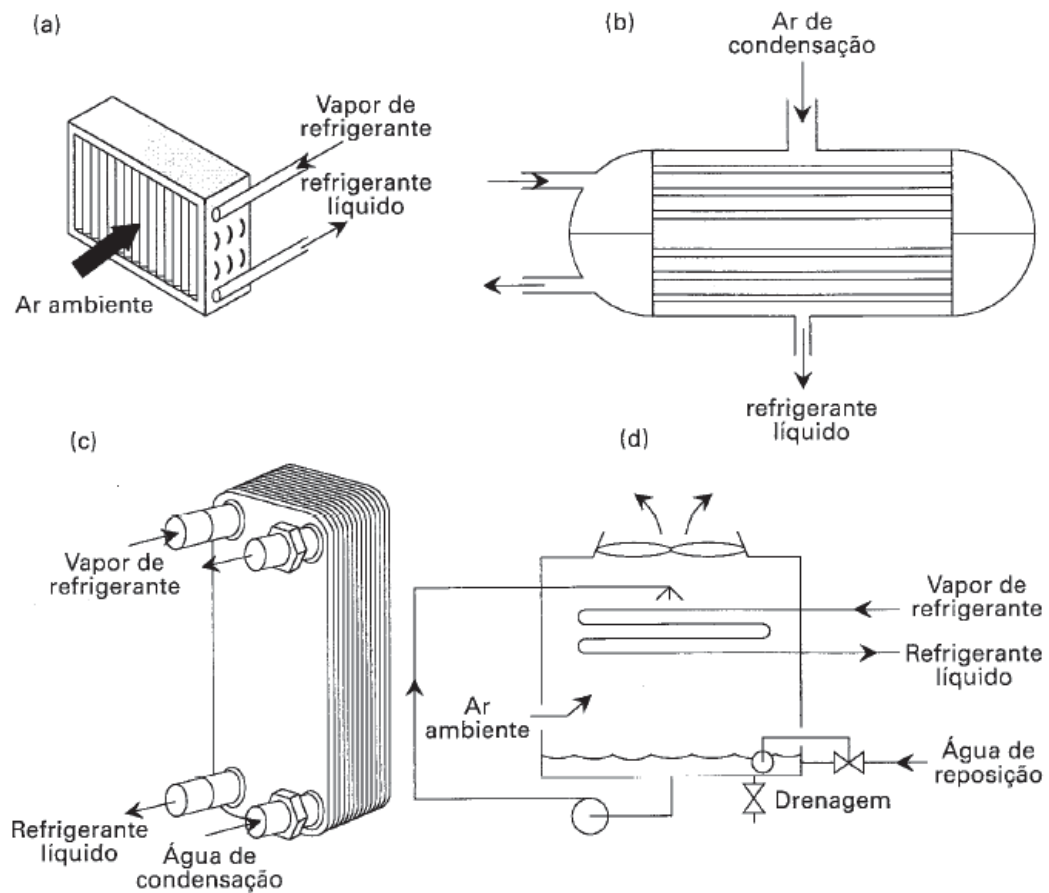



Figura 18 Tipos de condensadores
(a) Resfriado a ar; (b) resfriado a água tipo carcaça-tubos; (c) de placas; (d) evaporativo
(Stoecker e Jabardo, 2002)

O processo de condensação é dividido em três fases e é apresentado na Figura 19.

a) Dessuperaquecimento: O fluido refrigerante em estado gasoso, quando é descarregado do compressor, está a alta temperatura. Este processo consiste em reduzir esta temperatura, retirando o calor sensível do fluido refrigerante (ainda no estado gasoso), até que seja atingida a temperatura de condensação.
b) Condensação: Ao atingir a temperatura de condensação, começa o processo de mudança de estado, ou seja, é retirado calor latente do fluido refrigerante, mantendo a temperatura constante durante este processo.
c) Sub-resfriamento: Após a condensação, agora no estado líquido (saturado), é retirado mais calor sensível do fluido. Este processo nem sempre ocorre.

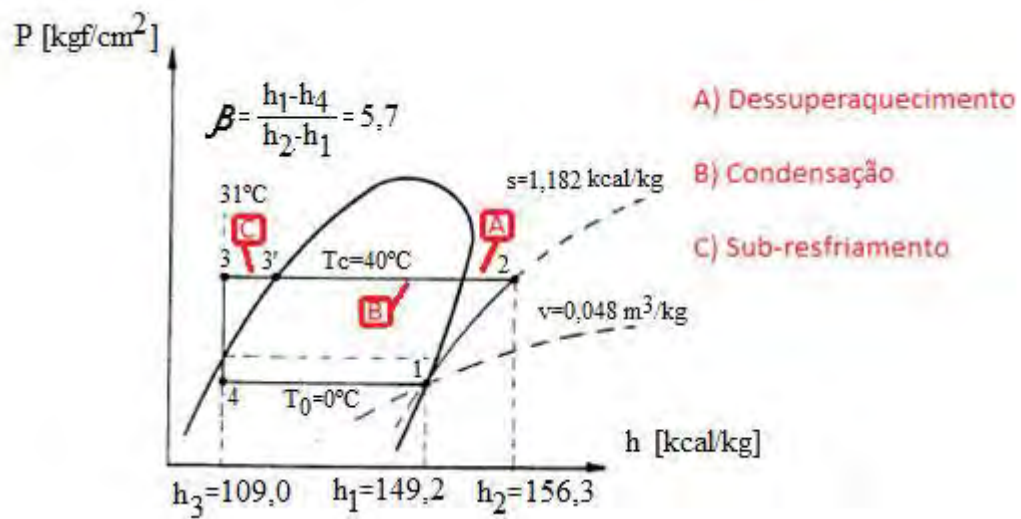



Figura 19 Fases da condensação
(adaptada de Martinelli Junior, 2003)

3.2.1 Condensadores Evaporativos

Por permitirem operação a temperaturas de condensação relativamente baixas, os condensadores do tipo evaporativos são os mais utilizados em instalações de refrigeração industrial. Seu detalhamento pode ser observado na Figura 20, a seguir:

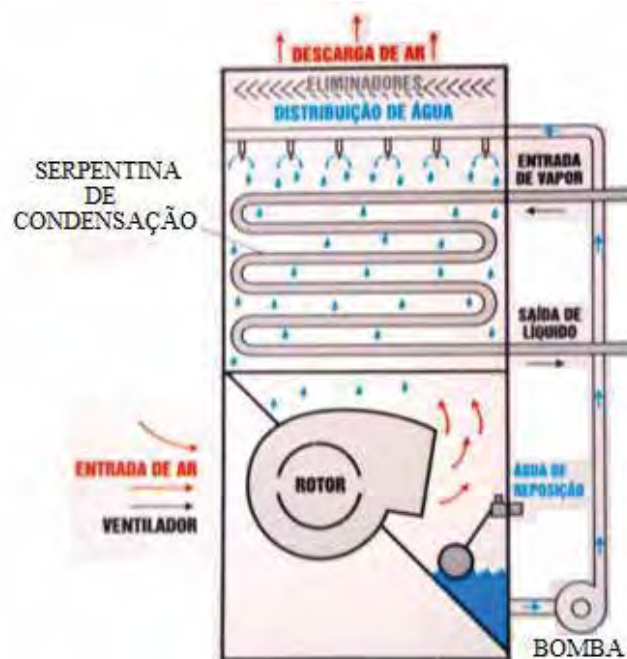



Figura 20 Condensador evaporativo
(Semco, 2007a)

Na parte superior estão instalados os bicos aspersores, que distribuem e pulverizam a água sobre as serpentinas de condensação. A água escoa em contra-corrente com o ar forçado pelo ventilador. O ar forçado, sobre a serpentina, causa a evaporação de uma pequena quantidade de água e, portanto, esta evaporação retira calor da serpentina resfriando-a com conseqüente condensação do gás. As serpentinas são projetadas para uma baixa perda de carga, com tubos em espiral, a fim de possibilitar o rápido escoamento do fluido.

O sistema de distribuição de água consiste de distribuidores e ramais de pulverização, com bicos aspersores plásticos, de grande diâmetro para evitar entupimento por sujeira, permitindo um completo molhamento da serpentina. Os eliminadores de gotas separam as gotas de água do fluxo de ar através de deflexões direcionais.

O detalhe do condensador evaporativo mostrado na Figura 20 trata-se de um modelo com ventilador centrífugo. Existem também modelos com ventiladores axiais instalados na parte superior que operam como exaustores, exemplo da Figura 21. O princípio de operação é o mesmo descrito anteriormente, sendo que a única diferença é o posicionamento e o tipo dos ventiladores. Enquanto os ventiladores centrífugos são acoplados através de correias, os ventiladores de fluxo axial são acoplados diretamente aos motores elétricos.

Figura 21 Condensador evaporativo com ventiladores axiais
(Semco, 2007b)

Os ventiladores centrífugos descarregam o ar na direção normal à direção de entrada, enquanto os ventiladores axiais mantêm a direção do ar no eixo antes e após sua passagem pelo rotor. O dimensionamento e seleção dos condensadores evaporativos levam em consideração diversos fatores, como o tipo do refrigerante, a temperatura de bulbo úmido (deve ser utilizada a média das maiores temperaturas de bulbo úmido do local da instalação), entre outros. Mais detalhes podem ser encontrados em ASHRAE (1986), bem como nos catálogos dos fabricantes, que dispõem de exemplos, tabelas e gráficos para facilitar a seleção.

Os efeitos das temperaturas de bulbo úmido e de condensação influenciam diretamente a capacidade dos condensadores evaporativos, bem como a temperatura de sucção, existindo fatores de correção para a capacidade de rejeição de calor.

$$\dot{Q}_{CORR} = \frac{\dot{Q}_{REF}}{F} \tag{9}$$

onde:

$\dot{Q}_{CORR}$: Capacidade de Condensação corrigida [kW]

$\dot{Q}_{REF}$: Capacidade de Condensação na condição de referência [kW]

F: Fator de Correção

Estes fatores de correção dependem do fabricante e do modelo do condensador, onde os dados são apresentados em termos das capacidades dos diversos modelos, a uma condição de referência definida em função das temperaturas de condensação e de bulbo úmido do ar ambiente local (STOECKER e JABARDO, 2002).

Num condensador evaporativo, a principal contribuição para o resfriamento da água utilizada no processo de condensação do fluido refrigerante é dada pela evaporação de parte desta água que recircula no condensador evaporativo, assim como ocorre nas torres de resfriamento. Quando a temperatura da água é superior à temperatura de bulbo úmido do ar, ocorre o aumento da entalpia do ar, sendo que a água transfere o calor necessário para esta elevação. A temperatura de água na saída dos condensadores evaporativos (recirculação) tende à temperatura de bulbo úmido do ar.

Existe uma significativa influência da temperatura de bulbo úmido sobre a capacidade de condensação. Observa-se que o fator de correção aumenta com a temperatura de condensação e se reduz com a temperatura de bulbo úmido, como pode ser observado na Figura 22. A condição de referência corresponde a uma temperatura de condensação de 40ºC e TBU ambiente de 27ºC (STOECKER e JABARDO, 2002).

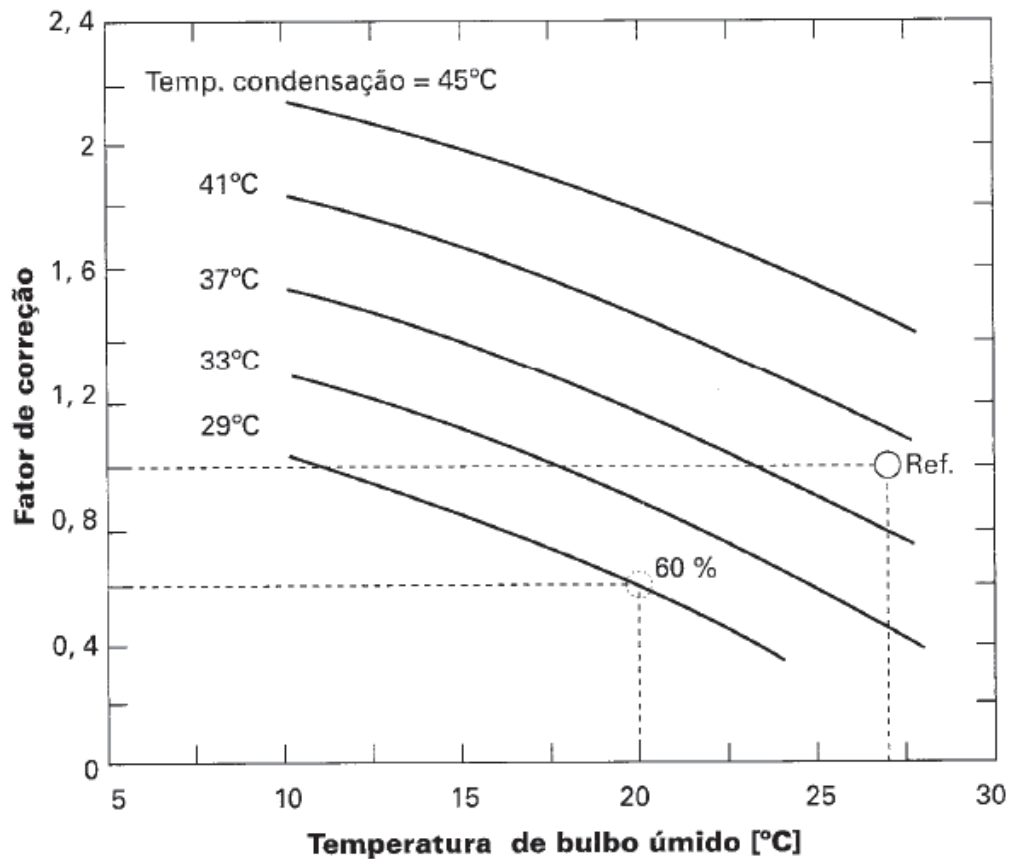



Figura 22 Fator de correção para capacidade de condensador evaporativo de amônia (STOECKER e JABARDO, 2002)

Os fabricantes de condensadores evaporativos apresentam em seus catálogos técnicos os fatores de correção para capacidade de rejeição de calor de acordo com o fluido refrigerante a ser utilizado, além das temperaturas de condensação e temperatura de bulbo úmido de projeto. Estas tabelas ou gráficos são utilizados no dimensionamento e seleção dos condensadores.

Outro aspecto importante é o fator de correção de capacidade para dessuperaquecimento do fluido refrigerante em função da temperatura de sucção, usual em instalações de sistema de refrigeração por amônia. Estes valores podem ser observados na Tabela 1.

Tabela 1 Fatores de correção para capacidade de rejeição de calor (SEMCO, 2007a)

Fatores de Capacidade para Dessuperaquecedores de R717 (Amônia)						
Temp. Sucção [°C]	-25	-20	-15	-5	0	+5
Fator de Capacidade	0,875	0,886	0,897	0,908	0,92	0,954

Utilizando-se a Primeira Lei da Termodinâmica e considerando que neste processo o meio de resfriamento não altera sua fase, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a c_p \left(T_{sa} - T_{ea}\right) \quad (10)$$

onde:

$\dot{Q}_C$: Calor recebido pelo meio de resfriamento

$\dot{m}_a$: vazão mássica do meio de resfriamento

c_p : calor específico, a pressão constante, do meio de resfriamento

T_{sa}: temperatura do meio de resfriamento na saída do condensador

T_{ea}: temperatura do meio de resfriamento na entrada do condensador

3.3. Reservatórios / Separadores de Líquido

Para armazenar a carga total de refrigerante, seja durante as paradas de manutenção ou durante as variações de carga térmica durante o processo produtivo, todo sistema de refrigeração deve ter um reservatório, permitindo que os evaporadores sejam continuamente abastecidos. Em sistemas industriais, está localizado usualmente abaixo dos condensadores, de forma a receber por gravidade, o refrigerante líquido.

A carga total de refrigerante não deve ultrapassar 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento de até 40ºC. Para temperaturas de armazenamento maiores que 40ºC, a carga de refrigerante não deve ser superior a 80% do volume do reservatório (ELETROBRÁS, 2005).

Na prática são chamados reservatório de líquido, garrafa ou tanque de acumulação os reservatórios que armazenam o refrigerante a alta pressão proveniente dos condensadores. Um exemplo pode ser observado na Figura 23.

Figura 23 Reservatório de amônia a alta pressão líquida (AAPL)

Os reservatórios de líquido de baixa pressão têm a função de separar líquido e vapor e evitar que o refrigerante em estado líquido seja aspirado pelos compressores. São na prática chamados de separadores de líquido. A outra função do separador é a de absorver as variações de volume de refrigerante conseqüentes das mudanças de carga e na pressão de sucção, ocasionadas pela variação de capacidade dos compressores e variação da carga térmica dos equipamentos de processo.

3.4. Evaporadores / Unidades Resfriadoras de Líquido (URLs)

O evaporador constitui a interface entre o processo de produção e o circuito de refrigeração. É onde ocorre a troca de calor entre o fluido refrigerante e o produto a ser refrigerado, ocorrendo com isto a evaporação do fluido refrigerante. Existem

aplicações onde o evaporador troca calor diretamente com o produto, ou casos em que é utilizado para trocar calor com um fluido intermediário, que posteriormente pode ser usado no processo produtivo para a troca de calor com o produto final.

Em indústrias alimentícias de bebidas é usual operar o circuito de refrigeração utilizando um fluido intermediário, normalmente solução de etanol ou glicol, que podem chegar a temperaturas abaixo de 0ºC sem riscos de congelamento. Esta opção ganhou espaço ao invés da operação com expansão direta com amônia, já que um vazamento de amônia pode significar a contaminação do produto, além de outros riscos com segurança e operação. Entretanto, existem indústrias que ainda operam utilizando sistemas completos com refrigeração por expansão direta, e outras que ainda a utilizam em parte do circuito de refrigeração.

Os evaporadores podem ser de diversos tipos, assim como os condensadores. Nas instalações industriais, normalmente são de placas ou do tipo casco-tubo nas instalações mais antigas. Os evaporadores de placas são os mais encontrados, já que possuem maior área de superfície e ocupam relativamente pouco espaço, além de apresentarem preços competitivos.

Utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica e considerando que não ocorre condensação do vapor de água do ar, podemos escrever:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_a c_p \left(T_{ea} - T_{sa}\right) \tag{11}$$

onde:

$\dot{Q}_0$: Capacidade frigorífica do evaporador

$\dot{m}_a$: vazão mássica do fluido a ser resfriado

c_p : calor específico, a pressão constante, do fluido a ser resfriado

T_{ea}: temperatura de entrada do fluido a ser resfriado no evaporador

T_{sa}: temperatura de saída do fluido a ser resfriado no evaporador

Os evaporadores de placas, acoplados a um separador de líquido dedicado, bem como seu dispositivo de expansão com os devidos controles de pressão e temperatura,

são na prática chamados de Unidades Resfriadoras de Líquido (URLs), e são mostradas na Figura 24.

Figura 24 Exemplos de unidade resfriadora de líquido (URL)

3.5. Válvulas de Expansão

As válvulas de expansão reduzem a pressão e regulam a vazão do fluido refrigerante. Quando está instalada na linha de líquido a alta pressão, ela reduz bruscamente a pressão e conseqüentemente a temperatura. Amônia a alta pressão líquida (AAPL) é transformada em amônia a baixa pressão líquida (ABPL) com formação de '*flash*' (gás de amônia). Quando está instalada na linha de líquido de baixa pressão, ela regula a vazão da amônia, controlando a temperatura de evaporação.

3.5.1 Válvulas de Expansão Manual

Caracterizam-se por terem controle estritamente manual, onde a vazão através da válvula depende da diferença de pressão no orifício e da abertura, que é realizada manualmente.

A principal desvantagem deste tipo de válvula é a de não responder às mudanças de carga do sistema, tendo a necessidade de serem ajustadas manualmente cada vez que a carga se modificar. Portanto é adequada apenas para instalações nas quais a carga térmica é relativamente constante.

3.5.2 Válvulas de Expansão Automática

A válvula de expansão automática funciona para manter uma pressão constante no evaporador, alagando a sua superfície dependendo das mudanças de carga. É constituída por uma agulha e assento, fole ou diafragma de pressão, e uma mola, de tensão variável por meio de um parafuso regulador (CIA CERVEJARIA BRAHMA, 1993).

A válvula operará automaticamente para regular a vazão de refrigerante líquido dentro do evaporador de modo que a pressão é mantida, independente da sua carga.

As características de operação da válvula de expansão automática são tais que a mesma se fecha suavemente quando o ciclo do compressor é desligado e permanece fechada até que o ciclo do compressor seja ligado outra vez (YORK REFRIGERATION, 2008).

3.5.3 Válvulas de Expansão Termostática

São as mais utilizadas e o seu controle é feito pelo superaquecimento do gás de aspiração que deixa o evaporador, e regula a vazão do refrigerante líquido em função da taxa de evaporação. Consiste basicamente em bulbo, capilar e corpo.

São controladas simultaneamente pela pressão de sucção e pela temperatura do fluido à saída do evaporador, de modo a garantir leve superaquecimento do fluido que é aspirado pelo compressor. As válvulas de expansão termostáticas são usadas em instalações de refrigeração com um ou mais evaporadores secos, com qualquer tipo de fluido refrigerante (DANFOSS, 2001).

3.5.4 Válvulas de Expansão Servo-Pilotadas

As válvulas de expansão do tipo PM são as principais válvulas operadas por piloto para regular pressão e temperatura de evaporação em sistemas de refrigeração industrial, sendo as mais encontradas na indústria alimentícia. Trata-se de um regulador de pressão e temperatura acionado por pilotos, formando assim um conjunto servo-controlado.

Podem ser usadas em todos os sistemas de refrigeração, seja por expansão direta, sistema bombeado, sistema de adsorção ou em sistema de evaporador inundado. Como são válvulas servo-operadas, a sua função é determinada pelo tipo de piloto utilizado, e controlam a vazão de refrigerante de forma proporcional ou de forma liga-desliga, de acordo com o sinal enviado pelo piloto.

Nas indústrias de bebidas, usualmente utiliza-se do modelo PM-3, que possui 3 conexões para pilotos, como podemos observar nas Figuras 25 e 26. Elas são montadas utilizando um piloto solenóide denominado EVM, um piloto mecânico chamado CVP e um piloto eletrônico chamado CVQ, que opera em conjunto com o controlador de temperatura modelo EKC 361 e um sensor de temperatura do tipo PT 1000. É uma das maneiras mais precisas para se controlar a temperatura de evaporação. Por se tratar de um regulador proporcional e integral, é possível obter uma variação mínima da temperatura desejada, e também age como proteção anti-congelamento, pois a válvula modula de acordo com a temperatura de saída do líquido resfriado (DANFOSS, 2001).

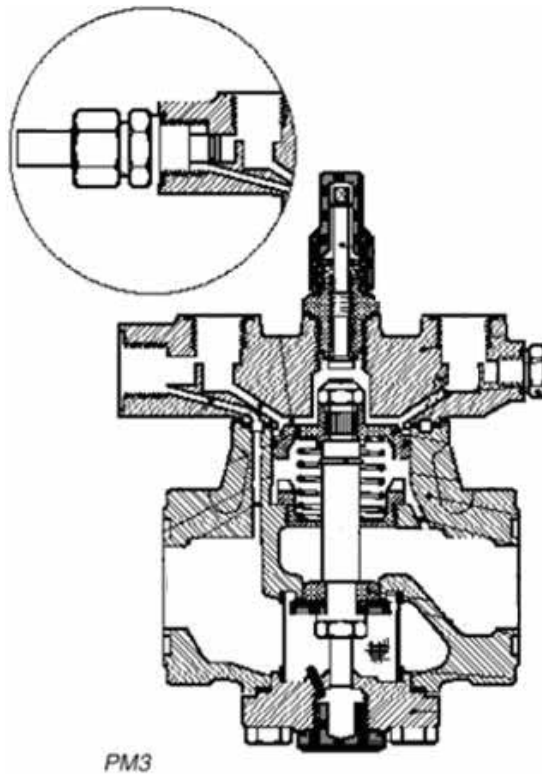



Figura 25 Válvula PM3 Danfoss
(Danfoss, 2001)

O piloto mecânico CVP opera nos casos de sobre-pressão, quando a amônia evapora e chega a determinada pressão (regulada mecanicamente no piloto), o mesmo se abre e permite que a amônia a baixa pressão gasosa (ABPG) escoe para a aspiração dos compressores.

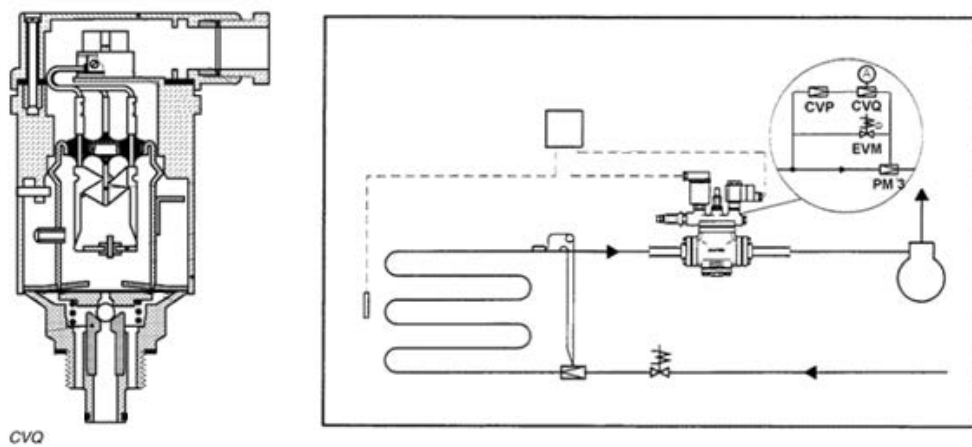



Figura 26 Válvula PM3 servo-controlada
(Danfoss, 2001)

A injeção de amônia opera em conjunto com o controlador de nível modelo EKC 347, para modular a vazão de injeção de líquido através de pulsos de tensão. A quantidade de líquido injetada é regulada através da configuração do controlador (intervalos de acionamento e tempo de duração dos pulsos).

Na Figura 26, observa-se um painel de comando de uma URL que opera com estes controles. No primeiro display verifica-se o controlador EKC 347, que representa o nível do separador de líquido (38,4%), e o segundo display composto pelo controlador EKC 361 representa a temperatura de saída do líquido refrigerado, no caso solução de etanol 25%, com temperatura de -5,3ºC.

Figura 27 Controladores EKC 347 e EKC 361
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

4 PROCESSO PRODUTIVO DE CERVEJA

Neste capítulo, é descrito de forma sucinta o processo de fabricação de cerveja.

A cerveja é uma bebida fermentada, elaborada através do extrato de malte de cevada, água, lúpulo e fermento cervejeiro. Na sua composição química é formada basicamente de uma pequena quantidade de álcool etílico, gás carbônico e açúcares não fermentáveis.

O processo de elaboração consiste basicamente da malteação da cevada (fase de obtenção do malte de cevada), moagem do malte de cevada, mosturação, clarificação da mostura, fervura do mosto, resfriamento do mosto, fermentação do mosto, maturação da cerveja verde, filtração da cerveja maturada e envase da cerveja pronta (MATOS, 2007).

O processo produtivo é detalhado a seguir e exemplificado através do fluxograma da Figura 28.

Figura 28 Fluxograma na produção de cerveja

4.1. Maltagem

Em geral, o malte é obtido em instalações dedicadas, conhecidas como maltarias. Após a colheita no campo, a cevada segue para estas instalações para os

procedimentos de limpeza, seleção de grãos, embebição, germinação e secagem dos grãos. Os procedimentos são necessários para que o amido do cereal possa ser transformado em açúcar fermentável, o que é essencial para a fabricação da cerveja.

A primeira etapa na maltaria é a limpeza para separação de palha, pedras, etc. Em seguida, é feita a seleção dos grãos com o objetivo de homogeneizar o malte. Na embebição, os grãos são armazenados em silos, recebem água e oxigênio e, depois de algumas horas, atingem maiores teores de umidade e ficam prontos para a germinação. Na germinação, que dura alguns dias, os grãos são dispostos em estufas com controle de umidade e temperatura, para que brotem as radículas (SANTOS e RIBEIRO, 2005).

No final do processo, a cevada germinada passa por secagem ou torrefação nos fornos de secagem, onde é interrompido o processo de germinação pela ação do calor. Nesse processo, chamado de caramelização ou cura, dependendo da intensidade, o malte pode assumir colorações e aromas que diferenciam as cervejas.

4.2. Brassagem

Após o recebimento do malte proveniente das maltarias, todo processo produtivo a partir daqui ocorre nas cervejarias. O malte é triturado através de moinhos de rolo ou martelo, com o objetivo de expor a parte interna dos grãos para concluir a ação enzimática, disponibilizando as proteínas e o amido presentes no interior dos grãos.

O malte é direcionado para um tanque com água quente, onde existe controle rigoroso da duração do processo e temperaturas de cozimento, dando início à produção do mosto. O mosto é um líquido turvo e adocicado, que consiste em uma solução aquosa de açúcares que darão seguimento ao processo de fermentação.

O mosto primário é separado e filtrado, com o objetivo de eliminar o bagaço de malte. Após a filtração, segue para um segundo cozimento no cozinhador de mosto, conforme é exibido na Figura 29. Nesta etapa são adicionados à mistura os tipos de lúpulo de acordo com a cerveja a ser produzida (lúpulo amargor e lúpulo aromático), caramelo, entre outros, e uma fervura intensa nesta etapa confere a cor e sabor, além

de esterilizar o mosto e conferir os aromas florais, herbais e o sabor amargo característico.

Figura 29 Cozinhador de mosto
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Em função dos parâmetros da cerveja a ser produzida, utiliza-se outra fonte de açúcar além do malte, conhecido como adjunto ou gritz. Os tipos de adjunto mais comuns são: gritz de milho, arroz, trigo ou a *high maltose*, que possui custo mais elevado, porém, tem como benefício a produção de mosto com maior concentração.

4.3. Fermentação

Os tanques fermentadores recebem o mosto já resfriado, juntamente com a levedura (fermento). Nessa fase, o fermento transforma o açúcar do mosto, como a maltose e a glicose, em álcool e gás carbônico.

A fermentação é divida na etapa aeróbia, onde as leveduras se reproduzem e na etapa anaeróbia, onde as leveduras realizam a fermentação. O controle da temperatura varia de acordo com os tipos de cerveja, e um bom processo de fermentação exige um

rigoroso controle e manutenção de temperaturas. Cervejas do tipo “Lager” são fermentadas em temperaturas mais baixas, enquanto as do tipo “Ale” fermentam em temperaturas um pouco mais elevadas (AMBEV, 2011).

No término da fermentação, parte da levedura utilizada é decantada, e a cerveja passa por um processo de refrigeração até -1,5ºC, onde é centrifugada para a remoção da quantidade remanescente de leveduras e sedimentos.

Por fim, obtém-se um excesso de leveduras que se multiplicaram durante o processo, sendo parte dele reutilizado no próximo fabrico ou próxima batelada.

A Figura 30 mostra os tanques fermentadores e maturadores.

Figura 30 Tanques fermentadores/maturadores
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

4.4. Maturação

Após a fermentação, existe uma grande quantidade de substâncias indesejáveis presentes na cerveja. Estas substâncias indesejadas são eliminadas no processo de maturação e estabilização, onde a cerveja é mantida em descanso nos tanques fermentadores em temperatura aproximada de -0,5ºC, e o açúcar residual é consumido

pelas células de fermento remanescentes, em um fenômeno conhecido por fermentação secundária.

O processo dura alguns dias, permitindo a ocorrência das reações químicas para a estabilização. No final da etapa, a cerveja está praticamente concluída, com aroma, sabor e corpo definidos.

4.5. Filtração

Após a maturação, o processo de filtração tem como objetivo remover as impurezas e partículas restantes de leveduras, além de garantir a clarificação e eliminar eventual turbidez. É conhecida como a etapa de acabamento da cerveja.

Utilizam-se diversos tipos de meios filtrantes, além do uso de terra infusória. O processo não altera a composição ou sabor da bebida, mas é fundamental para garantir sua apresentação, deixando-a límpida, transparente e brilhante. Uma estação de filtração é mostrada na Figura 30.

Figura 31 Estação de filtração de cerveja
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Ainda nesta fase de filtração, é realizada uma etapa de carbonatação, pois o teor de CO_2 existente não é suficiente para atender os requisitos do produto. Além da injeção de gás carbônico, também é realizada uma etapa conhecida como blendagem no caso da produção de cerveja concentrada. Consiste em adicionar água desaerada à cerveja filtrada, obtendo assim a cerveja pronta para o envase.

4.6. Envasamento

Esta é uma fase importante para garantir a qualidade e a estabilidade da cerveja, pois é necessário cuidado especial com possíveis fontes de contaminação, perda de CO_2 e incorporação de oxigênio (extremamente prejudicial ao produto). Podem ser usadas garrafas e latas (envase realizado pelas enchedoras) e barris (embarrilamento).

Na Figura 32, observa-se uma linha de envasamento de chope. Na Figura 33, é exibida uma linha de envasamento de latas. Na Figura 34, pode ser vista uma parte de uma linha de envase em garrafas.

Figura 32 Linha de envasamento de chope em barris
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Figura 33 Linha de envase de cerveja em latas
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Figura 34 Linha de envasamento de cerveja em garrafas
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

4.7. Pasteurização

Com o intuito de garantir maior durabilidade ao produto devido à eliminação de microorganismos, é realizado o procedimento de pasteurização. Nesse tratamento térmico a cerveja é aquecida até 60º C e resfriada naturalmente até chegar à

temperatura ambiente. O produto pasteurizado possui validade de seis meses após o envase. O processo, usado em cervejas em lata e garrafa, não altera a composição ou sabor. Nos barris, a cerveja normalmente não é pasteurizada e apresenta menor prazo de validade, variando de 10 a 15 dias, necessitando assim de consumo mais rápido (AMBEV, 2011).

4.8. Etapas no processo produtivo que requerem refrigeração

Os processos produtivos que necessitam de refrigeração são exemplificados pelo fluxograma da Figura 35, e detalhados a seguir:

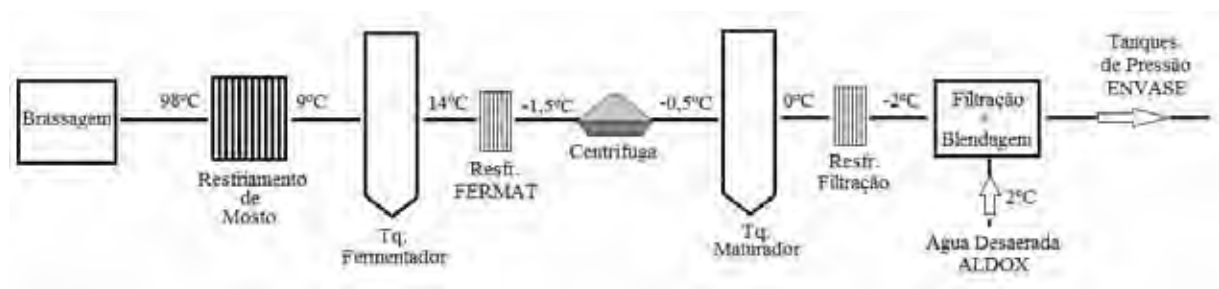



Figura 35 Processo produtivo e temperaturas da cerveja

a) Resfriamento de Mosto

É utilizada água gelada, a temperatura média de 2,5ºC para resfriar o mosto proveniente da sala de brassagem, de aproximadamente 95ºC.

A temperatura de saída do mosto frio deve ser aproximadamente 9ºC, e a água quente gerada neste resfriamento é reutilizada para o próximo fabrico, lembrando que a cerveja é produzida por bateladas. Na Figura 35 pode ser visto um trocador de calor a placas utilizado no processo de resfriamento de mosto.

Concluindo, para que este processo de resfriamento de mosto seja realizado, é necessário que a água, a temperatura ambiente, seja refrigerada até atingir a temperatura aproximada de 2,0ºC, gerando assim a água gelada.

Figura 36 Trocador de calor para resfriamento de mosto
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

b) Refrigeração do Tanque Fermentador

Para manter a temperatura durante o processo de fermentação, os tanques fermentadores precisam ser refrigerados constantemente e este processo é controlado à risca, para que não haja problemas relacionados à qualidade do produto.

Como o processo de fermentação é exotérmico, durante todo este ciclo o tanque precisa ser mantido às temperaturas determinadas, sendo que a fermentação é dividida em fases.

c) Refrigeração entre a Fermentação e a Maturação (FERMAT)

A fermentação finaliza em temperatura aproximada de 14ºC, e após seu término, a cerveja é transferida do tanque fermentador para o tanque maturador, sendo que a maturação é mantida a temperaturas negativas, em torno de -0,5ºC. Portanto, é necessária uma redução brusca da temperatura da cerveja durante esta transferência, que é denominada trasfega. Refrigera-se a cerveja em trocadores de calor a placas. Além disso, a cerveja é centrifugada para a remoção das partículas em suspensão. Uma centrífuga é mostrada na

Figura 37. O processo é chamado de FERMAT, por ocorrer entre as fases de fermentação e de maturação.

Figura 37 Centrífuga de cerveja no processo FERMAT
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

d) Refrigeração do Tanque Maturador

Nem sempre ocorre, pois nesta fase a cerveja já não libera mais calor, porém normalmente todos os tanques possuem dispositivos para mantê-los refrigerados (camisas com serpentinas), pois os tanques podem operar como fermentadores ou como maturadores.

A carga térmica é relativamente baixa, pois os tanques são isolados e a temperatura deve ser apenas mantida.

e) Refrigeração na Filtração

A cerveja proveniente da maturação, aproximadamente a 0ºC, passa novamente por outro trocador de calor a placas até que atinja temperatura média de -2,0ºC, para que seja realizado o processo de filtração.

f) Blendagem com água desaerada

Esta etapa não foi citada no processo produtivo por ser um processo relativamente novo e não ser padrão para todas as cervejarias. Porém, no presente caso, a cerveja é produzida com maior grau de concentração (grau plato), a qual na prática é chamada de cerveja concentrada.

Após a filtração, a cerveja é diluída em água livre de oxigênio – extremamente prejudicial à cerveja, pois provoca a sua oxidação. Esta água é produzida num processo chamado ALDOX, que possui esta denominação por tratar-se de um projeto da Alfa Laval (AL) e tratar da desoxigenação da água (DOX). Na Figura 38 é mostrada uma instalação de desoxigenação de água.

Como interessa apenas o consumo de carga térmica de refrigeração, não cabe aqui descrever todo o processo de desoxigenação da água, porém esta etapa na produção deve ser considerada entre as demais, pois a água após a desoxigenação (processo em que se utiliza vapor e CO_2) deve apresentar temperatura aproximada de 2ºC, que é a temperatura na qual é utilizada para a diluição da cerveja concentrada.

Figura 38 Estação para fabricação de água desaerada – Aldox
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Além destes processos, existem outros pequenos consumos, como resfriamento de fermento e de adega de lúpulo, por exemplo. Porém eles representam quantidade muito pequena se comparados aos processos consumidores descritos acima.

No presente caso, com exceção ao processo de resfriamento de mosto e da refrigeração dos tanques fermentadores e maturadores, nos demais processos acima descritos é utilizada a solução de etanol a temperaturas que variam entre -3ºC e -6ºC.

Para os tanques fermentadores e maturadores, a amônia a baixa pressão líquida é bombeada para as camisas dos mesmos, portanto, não é utilizado o fluido secundário.

5 ESTUDO DE CASO - CARACTERIZAÇÃO

O sistema de refrigeração utilizado para o estudo de caso é composto pelos equipamentos listados a seguir e ilustrados pelo fluxograma apresentado na Figura 39.

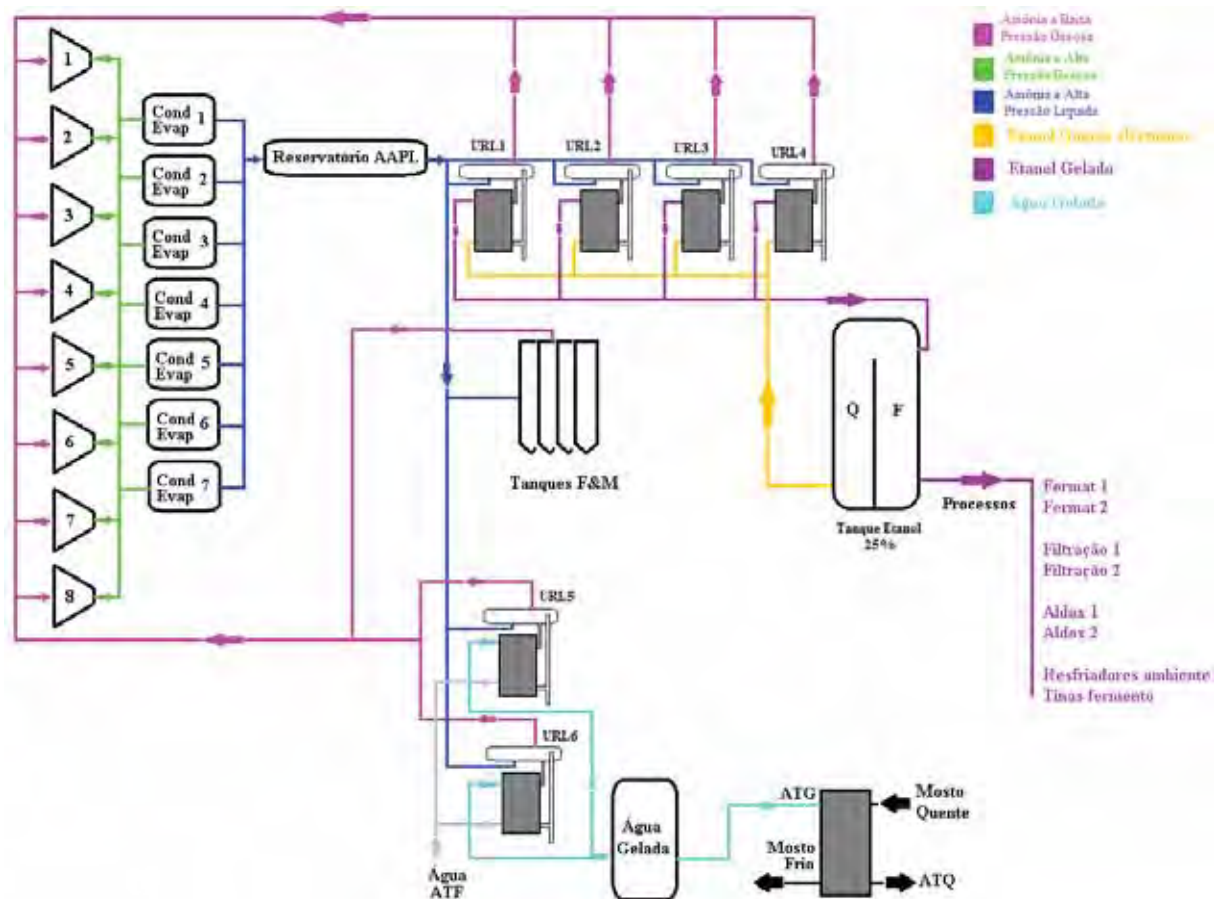



Figura 39 Sistema de refrigeração do estudo de caso

a) Compressores:

Total de 8 compressores de amônia modelo parafuso com sistema de resfriamento de óleo por termosifão, detalhados na Tabela 2, sendo que os compressores 1, 2, 3, 5 e 6 são acionados através de *soft starter* e os compressores 4, 7 e 8 são acionados através de inversores de freqüência.

Tabela 2 Dados dos compressores de amônia do sistema

nº	Compressor Parafuso - Modelo	Regime		Cap. Nominal (kW)	Potência consumida (kW)	Motor (kW)	Calor rejeitado (kW)
1	SABROE ECO VMY-347M com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.546	324,7	441,6	1.990,2
2	SABROE ECO VMY-347M com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.546	324,7	441,6	1.990,2
3	SABROE ECO VMY-347M com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.546	324,7	441,6	1.990,2
4	MYCOM N-250 VSD - TS com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.291	270,6	368,0	1.660,8
5	MYCOM N-250 VSD - TS com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.291	270,6	368,0	1.660,8
6	SABROE SAB 202 LM com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.069	243,5	331,2	1.402,4
7	MYCOM N-250 VSD - TS com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.291	270,6	368,0	1.660,8
8	MYCOM N-250 VSD - TS com resfriamento de óleo por termo-sifão	-9,0 ºC	35,0 ºC	1.291	270,6	368,0	1.660,8
	Capacidade Total de Compressão				2.300,1	3.128,1	**14.016**

b) Condensadores Evaporativos:

Total de 7 condensadores evaporativos com ventiladores centrífugos, conforme Tabela 3, sendo que o fator de correção do fabricante SEMCO para os modelos VLC para temperatura de condensação igual a 35ºC e temperatura de bulbo úmido igual a 26ºC é igual a 1,51. Estes fatores de correção para a capacidade de rejeição de calor podem ser observados na Tabela 4.

Tabela 3 Dados dos condensadores evaporativos do sistema

Nº	Condensador Evaporativo - Modelo	TBU	Tcond	Fator de correção	Cap. Nominal (kW)	Cap. Corrigida (kW)
1	SEMCO BAC, modelo VLC-800	26,0	35,0	1,51	3.419	2.264
2	SEMCO BAC, modelo VLC-800	26,0	35,0	1,51	3.419	2.264
3	SEMCO BAC, modelo VLC-800	26,0	35,0	1,51	3.419	2.264
4	SEMCO BAC, modelo VLC-454	26,0	35,0	1,51	1.849	1.225
5	SEMCO BAC, modelo VLC-454	26,0	35,0	1,51	1.849	1.225
6	SEMCO BAC, modelo VLC-908	26,0	35,0	1,51	3.699	2.449
7	SEMCO BAC, modelo VLC-908	26,0	35,0	1,51	3.699	2.449
	Capacidade Total de Condensação					**14.141**

Tabela 4 Fatores de correção para condensadores evaporativos
(SEMCO, 2007a)

Temp Cond. [°C]	Refrigerante R717 (Amônia) Temperatura de Bulbo Úmido [°C]											
	18	20	22	23	24	25	26	26,5	27	28	29	30
30	1,37	1,59	1,92	2,16	2,47	2,91	3,58	-	-	-	-	-
31	1,25	1,43	1,69	1,87	2,10	2,41	2,84	-	-	-	-	-
33	1,07	1,19	1,36	1,47	1,61	1,78	2,00	2,17	2,35	2,70	3,52	4,34
35	0,93	1,02	1,13	1,21	1,30	1,40	1,51	1,62	1,72	1,90	2,24	2,57
37	0,82	0,88	0,97	1,02	1,08	1,15	1,23	1,29	1,35	1,46	1,63	1,81
40	0,69	0,73	0,79	0,82	0,86	0,90	0,95	0,98	1,01	1,07	1,16	1,24
43	0,59	0,62	0,66	0,68	0,71	0,73	0,77	0,78	0,80	0,84	0,89	0,94
45	0,54	0,56	0,59	0,61	0,63	0,65	0,68	0,69	0,70	0,73	0,77	0,80

No caso apresentado, vale ressaltar que o compressor 6 atua como compressor reserva do sistema.

c) Evaporadores / URLs

Total de 6 Evaporadores/URLs, marca APV modelo LR 9GN5S, sendo:

- URLs 1, 2, 3 e 4 utilizadas para refrigerar a solução de etanol a 25% (fluido intermediário) que posteriormente segue até o tanque de etanol gelado para ser bombeado aos consumidores do processo

  $\dot{Q}$ = 1.324 kW (cada), considerando vazão de solução de etanol igual a 116 m^3/h e refrigeração de 5,4ºC até -4,5ºC

  Portanto: $\dot{Q}_{URL_{ET}}$ = 5.296 kW

- URLs 5 e 6 utilizadas pra refrigerar água tratada fria (ATF).

  $\dot{Q}$ = 1.434 kW (cada), considerando vazão de água tratada fria igual a 456,7 m^3/h e resfriamento de 29ºC até 2,0ºC

  Portanto: $\dot{Q}_{URL_{ATF}}$ = 2.868 kW

d) Evaporadores/Serpentinas de refrigeração nas camisas dos tanques fermentadores e maturadores, considerando a pior condição de ocupação dos tanques.

$\dot{Q}_{F\&M}$ = 2.353 kW

Somando-se todas as cargas de resfriamento: $\dot{Q}_{Total_{geração}}$ = 10.517 kW

Agora que foram descritas todas as cargas térmicas de geração, são listados os processos consumidores. O sistema de etanol ($\dot{Q}_{URL_{ET}}$ = 5.297 kW) atende diversos processos e consumos. A Tabela 5 detalha todos os consumos deste circuito.

Tabela 5 Processos e Consumos do Sistema Etanol

Quant.	Processo	Vazão Produto (hL/h)	Temperatura de Entrada do Produto	Temperatura de Saída do Produto	Vazão Etanol (m³/h)	Q (kW)	Tentrada Etanol	Tsaída Etanol
10	Tinas de coleta de Fermento - 110 hl	110,0	3,0 °C	2,0 °C	36,4	125,9	-4,0 °C	-1,0 °C
2	Resfriadores de Fermento a placas - 5.300 kg/h de 15,0°C para 2,0°C	53,0	15,0 °C	2,0 °C	14,2	147,4	-4,0 °C	5,0 °C
2	Resfriadores de Ambiente para Adega de Lúpulo				6,7	23,3	-4,0 °C	-1,0 °C
1	Resfriador de Ambiente para Ante-câmara de Lúpulo				2,7	9,3	-4,0 °C	-1,0 °C
1	Resfriador de Ambiente para Sala de Comando - Fabricação				2,5	16,1	-4,0 °C	1,5 °C
1	Resfriador de Ambiente para PLC's - Fabricação				2,7	16,9	-4,0 °C	1,5 °C
1	Resfriador de Ambiente para Sala de Comando - Fabricação				2,5	16,1	-4,0 °C	1,5 °C
1	Resfriador de Ambiente para Sala de Comando - Utilidades				1,1	7,0	-4,0 °C	1,5 °C
1	Resfriador de Ambiente para Sala de PLC's - Packaging				4,0	25,6	-4,0 °C	1,5 °C
1	Resfriador de cerveja centrifugada - FERMAT - Linha 1	**500,0**	15,0 °C	-1,5 °C	67,1	959,5	-4,0 °C	8,4 °C
1	Resfriador de cerveja centrifugada - FERMAT - Linha 2	**550,0**	15,0 °C	-1,5 °C	73,8	1.055,4	-4,0 °C	8,4 °C
1	Resfriador de Cerveja a Placas - Filtração - Linha 1	**500,0**	1,5 °C	-1,5 °C	44,5	179,7	-4,0 °C	-0,5 °C
1	Resfriador de Cerveja a Placas - Filtração - Linha 2	**550,0**	1,5 °C	-1,5 °C	49,0	197,7	-4,0 °C	-0,5 °C
1	Resfriador de água desaerada - ALDOX 1	**350,0**	32,2 °C	2,0 °C	79,5	861,1	-4,0 °C	5,4 °C
1	Resfriador de água desaerada - ALDOX 2	**450,0**	32,2 °C	2,0 °C	102,2	1.107,2	-4,0 °C	5,4 °C
	Consumo Total do circuito de etanol				**489**	**4.748**		

Para a água tratada gelada (ATG), o único consumo é o de resfriamento de mosto. Na Tabela 6 e mostrado o detalhamento dos trocadores de calor responsáveis pelo resfriamento de mosto.

Tabela 6 Processos Consumidores de ATG

Resfriador de Mosto - Sala 1 e Sala 2, Alfa Laval, modelo M-15MFHC, 5 passes			
Condições de Projeto	**Unidade**	**Lado do Processo**	**Lado de Serviço**
Fluido		Mosto 17°P	ATG
Vazão	hL/h	1.050	1.102
Temp. de entrada	°C	94,0	3,0
Temp. de saida	°C	8,5	80,0
Perda de carga	mca	20,98	23,3
Velocidade nas conexões	m/s	1,65	1,8
Carga Térmica	kcal/h	8.493.000	
Carga Térmica	kW	9.877	
Platagem		5 * 48H	5 * 48H
Área de Troca	m²	298,2	

É importante afirmar, novamente, que os processos durante a fabricação não ocorrem simultaneamente, existindo constantemente a oscilação de carga térmica.

Quanto aos dados de consumo de energia elétrica, na Tabela 7 são mostrados todos os equipamentos componentes do sistema de refrigeração, com suas devidas potências.

A tarifa de energia elétrica média de consumo no caso estudado é de R$ 0,141/kWh e a fábrica funciona 24h por dia durante praticamente o ano todo. Todo o sistema de utilidades possui sistema de coleta e gerenciamento na medição de energia, o que facilitou a coleta dos valores medidos antes e depois das ações para melhoria de eficiência e otimização do sistema de refrigeração.

O sistema de refrigeração, nas indústrias produtoras de cerveja, é responsável pelo consumo elétrico de 30 a 40% do total de energia elétrica consumida pela planta. Esta informação foi obtida nas visitas à algumas indústrias do setor, realizadas durante esta pesquisa.

Para o caso estudado, os equipamentos do sistema de refrigeração representam uma média de 34% do consumo anual de toda a fábrica.

No próximo capítulo são descritas e detalhadas todas as ações de aumento de eficiência para o sistema de refrigeração considerado, com os respectivos resultados alcançados.

Tabela 7 Equipamentos e potências elétricas

Equipamento	**Nº**	**Potência Elétrica Nominal (CV)**	**Potência Elétrica Nominal (kW)**
Compressor parafuso SABROE ECO VMY-347M	1	600	441,6
Compressor parafuso SABROE ECO VMY-347M	2	600	441,6
Compressor parafuso SABROE ECO VMY-347M	3	600	441,6
Compressor parafuso MYCOM N-250 VSD - TS	4	500	368
Compressor parafuso MYCOM N-250 VSD - TS	5	500	368
Compressor parafuso SABROE SAB 202 LM	6	450	331,2
Compressor parafuso MYCOM N-250 VSD - TS	7	500	368
Compressor parafuso MYCOM N-250 VSD - TS	8	500	368
TOTAL COMPRESSORES		**4250**	**3128**
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-800	1	75	55,2
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-800	2	75	55,2
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-800	3	75	55,2
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-454	4	47,5	34,96
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-454	5	47,5	34,96
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-908	6	95	69,92
Condensador Evaporativo, SEMCO BAC, VLC-908	7	95	69,92
TOTAL CONDENSADORES		**510**	**375,36**
Bomba de recirculação de etanol - circuito primário	1	60	44,16
Bomba de recirculação de etanol - circuito primário	2	60	44,16
Bomba de etanol para processo - circuito secundário	1	40	29,44
Bomba de etanol para processo - circuito secundário	2	40	29,44
Bomba de etanol para processo - circuito secundário	3	40	29,44
Bomba de etanol para processo - circuito secundário	4	40	29,44
TOTAL BOMBEAMENTO CIRCUITO ETANOL		**280**	**206,08**
Bomba de ATF - circuito primário	1	10	7,36
Bomba de ATF - circuito primário	2	10	7,36
Bomba de ATG - envio para processo - circuito secundário	1	30	22,08
Bomba de ATG - envio para processo - circuito secundário	2	30	22,08
TOTAL BOMBEAMENTO CIRCUITO ÁGUA		**80**	**58,88**
TOTAL GERAL		**5120**	**3768,32**

6 ACÕES DE MELHORIA DE EFICIÊNCIA E RESULTADOS

Segundo SHEHATA (2009) as ações para melhoria na eficiência e otimização de um sistema de refrigeração industrial devem avaliar a o sistema de refrigeração, desde a sua geração, na sala de máquinas, envolvendo o sistema de compressão e condensação, a distribuição que compreende o sistema de bombeamento e, por fim, o consumo nos trocadores de calor de processo.

As ações são classificadas em:

- ações com impacto na pressão de condensação/descarga

- ações com impacto na pressão de evaporação/sucção

6.1. Ações com Impacto na Pressão de Condensação/Descarga

A pressão de descarga dos compressores é determinada por três fatores:

- Capacidade de refrigeração dos compressores em funcionamento no sistema, que define a vazão de amônia;
- A capacidade de condensação dos condensadores em funcionamento, que define a vazão de amônia que se condensa e passa pelos condensadores;
- A temperatura de bulbo úmido, que determina a temperatura mínima de condensação (e pressão de descarga) que é possível atingir, ainda que infinitos condensadores sejam colocados em funcionamento.

As ações aqui descritas têm por objetivo reduzir a pressão de condensação ou de descarga até um limite estabelecido, chamado aqui de pressão ótima de descarga. Esta redução impacta diretamente no consumo de energia elétrica, pois reduz o trabalho de compressão, que é o maior responsável pelo consumo de energia elétrica, como observado na Tabela 7.

6.1.1 Limpeza e Manutenção dos Condensadores Evaporativos

Para garantir que o sistema de condensação tenha condições de atingir as pressões de descargas recomendadas, ações simples de limpeza e manutenção fazem com que as propriedades fluido-dinâmicas dos condensadores evaporativos sejam mantidas, de modo a maximizar o seu rendimento.

As capacidades nominais de cada condensador da instalação, listados na Tabela 3, consideram equipamentos limpos e livres de incrustações, com o sistema de bombeamento e espalhamento de água funcionando de acordo ao esperado, e com a devida eficiência de ventilação.

Esta situação não foi a encontrada nesta instalação. Constantemente verificava-se pressões de descarga muito elevadas, principalmente em dias muito quentes e/ou quando a carga térmica exigia maior potência de compressão, pelo fato de haver vários processos ocorrendo simultaneamente.

A operação deve garantir a limpeza das bacias dos condensadores e do filtro que está posicionado a montante da bomba de recirculação de água, para que a eficiência da bomba seja mantida.

Outro aspecto importante é a limpeza/desobstrução dos bicos aspersores. Caso o espalhamento e a pulverização de água não sejam uniformes, como exibido na Figura 40, a capacidade condensação é comprometida, acarretando um problema adicional que pode ser a incrustação nas serpentinas.

Figura 40 Bicos aspersores com entupimento, distribuição de água não-uniforme
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Durante o processo de limpeza, outros itens importantes devem ser levados em consideração, como o bloqueio de energia para a segurança e proteção do operador, limpeza das serpentinas e eliminadores de gotas, etc.

Foi elaborado um fluxograma com os passos que devem ser seguidos durante a limpeza, garantindo assim a efetividade dela. Este fluxograma pode ser verificado na Figura 41.

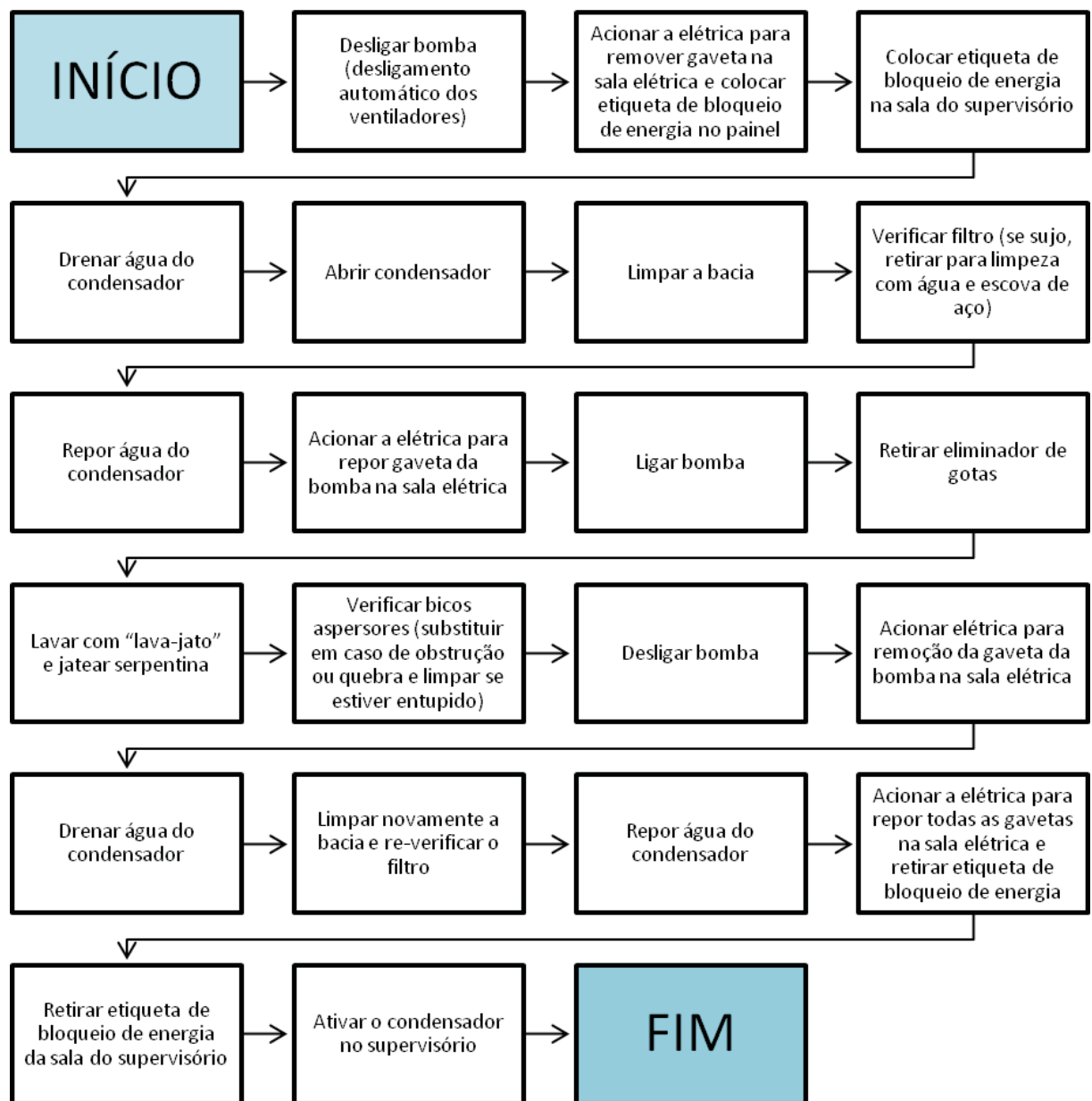



Figura 41 Fluxograma para limpeza de condensador evaporativo

Quanto à eficiência do sistema de ventilação, outros cuidados com manutenção e conservação garantem o rendimento fluido-dinâmico dos condensadores. No caso dos modelos com ventiladores centrífugos, é importante avaliar periodicamente os acoplamentos, verificando as correias quanto à folga ou ruptura. Na Figura 42, observam-se acoplamentos nos quais existem correias faltantes ou com folga elevada. As correias acabam deslizando e o consumo de energia elétrica não está sendo convertido na energia de ventilação necessária, além de apresentar distorção harmônica de corrente.

Figura 42 Acoplamentos motor/ventilador com correias faltantes
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

As ações de rotina explicadas neste tópico envolvem questões operativas e de manutenção, consideradas, portanto, como ações sem investimento e de fácil implementação. Na Figura 42, é exibido gráfico com os resultados obtidos através da tomada destas ações. Foi considerado período com médias de temperatura de bulbo úmido similares, bem como carga térmica de produção elevada que ocorre durante estes meses. Observa-se uma mudança no patamar das médias diárias de pressões de descarga operativas. Esta queda deve-se ao fato de que o sistema de condensação estava sendo insuficiente para reduzir a pressão de descarga. Haviam muitos ventiladores em manutenção, problemas de limpeza, entre outros.

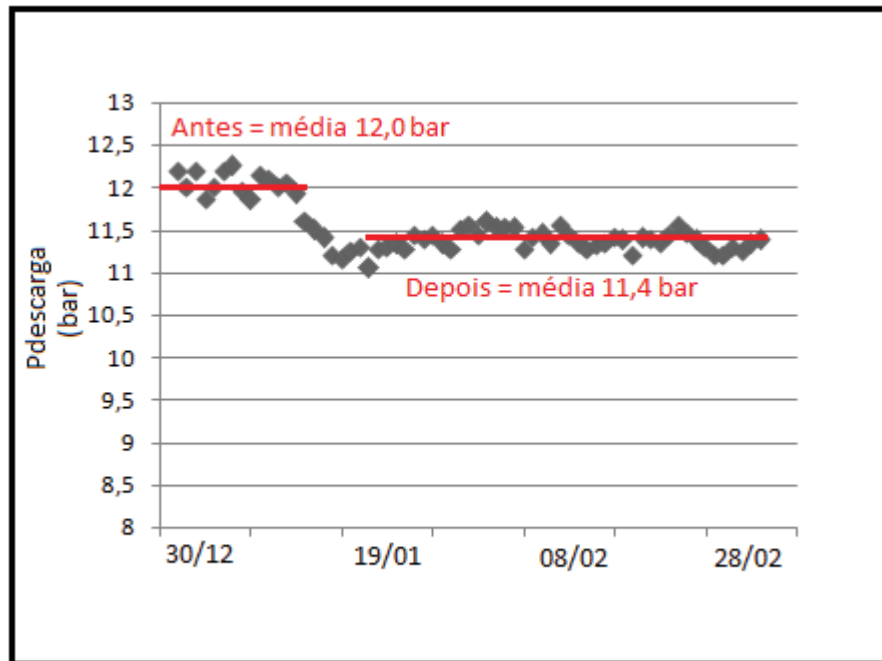



Figura 43 Média diária da pressão de descarga do sistema de refrigeração

6.1.2 Automação dos Condensadores Evaporativos em Função da Temperatura de Bulbo Úmido

É sabido que a capacidade de condensação se reduz com o aumento de temperatura de bulbo úmido (STOECKER e JABARDO, 2002), e que a temperatura da água de condensação, e conseqüente pressão de descarga, pode ser otimizada através da condição de temperatura de bulbo úmido local (OSTENDORP, 2010) trazendo ganhos em eficiência.

O conceito de pressão ótima de descarga foi implementado nesta unidade industrial, tendo por objetivo a redução na pressão de descarga até o ponto em que o ganho em energia elétrica na compressão seja maior que a energia elétrica de condensação utilizada para reduzir esta pressão. Este ponto é determinado pela temperatura de bulbo úmido, pois conforme mencionado anteriormente, ainda que a instalação possua infinitos condensadores em operação, a temperatura da água de condensação tende a atingir a temperatura de bulbo úmido.

Como nenhuma instalação frigorífica conta com infinitos condensadores, o ideal é que seja considerado um intervalo no qual as pressões de condensação estejam razoáveis para uma dada temperatura de bulbo úmido.

O gráfico da Figura 44 representa estes valores, que foram mostrados por SHEHATA (2009) baseados em ensaios e análises experimentais, e foi adotada como parâmetro para a automação dos condensadores evaporativos da instalação estudada.

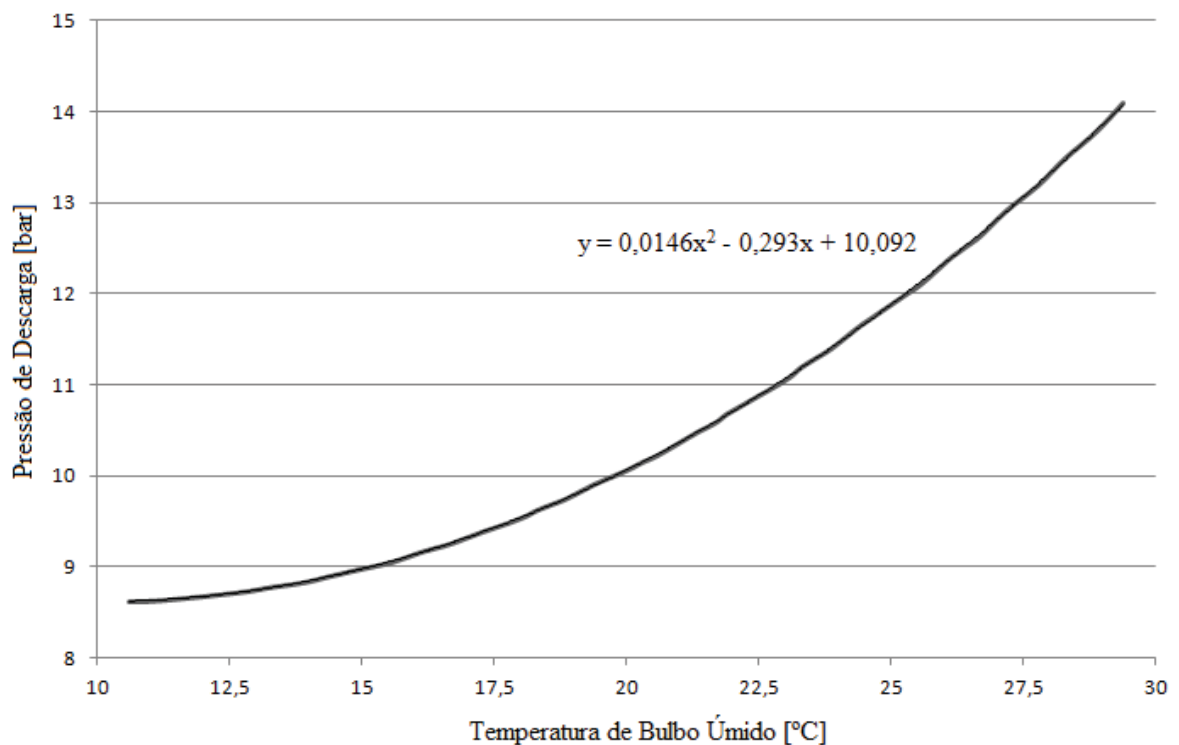



Figura 44 Pressão ótima de descarga em função da TBU

A equação da pressão ótima de descarga em função da temperatura de bulbo úmido obtida por regressão:

$$P_D = 0{,}0146 \cdot TBU^2 - 0{,}293 \cdot TBU + 10{,}092 \qquad (15)$$

onde:

P_D: pressão ótima de descarga [bar]

TBU: temperatura de bulbo úmido [ºC]

Devem ser considerados também os limites mínimos e máximos. Portanto, para TBU ≤ 10,6ºC, adota-se $P_{descarga}$ = 8,62 bar e para TBU ≥ 29,4ºC, $P_{descarga}$ = 14,10 bar.

Vale ressaltar que esta metodologia é aplicável para instalações de refrigeração com amônia que utiliza condensadores evaporativos, independentemente do tipo de compressor.

Foi adquirida uma estação meteorológica (psicrômetro) para coletar os sinais de temperatura de bulbo úmido instantâneas, que possui sensores baseados no princípio capacitivo, de alta precisão. Seu princípio de operação está exibido na Figura 44. Um sistema de eletrodos com uma camada constituída de polímeros ultra-sensível e outra camada em ouro, absorve o vapor da atmosfera.

Figura 45 Princípio de operação da estação meteorológica
(TESTO, 2006)

Assim, a camada higroscópica do polímero absorve essas moléculas de água do vapor que alteram sua constante dielétrica. Este sistema de eletrodo com camadas diferentes atua como um capacitor, que mede a umidade relativa do ambiente através de sua capacitância. A mudança de capacitância com a mudança da umidade é convertida em um sinal elétrico pelo circuito eletrônico do sensor de umidade (TESTO, 2006).

O equipamento, que pode ser visto na Figura 46, disponibiliza uma saída analógica de 4 – 20 mA, que foi levada até o CLP do sistema de refrigeração. Desta forma, a equação foi programada no controlador para determinar a pressão de condensação na qual o sistema deve operar.

Figura 46 Estação Meteorológica
(TESTO, 2006)

Na linha de equalização da descarga dos compressores já existe um transmissor de pressão, e o programa tem por objetivo fazer a comparação desta medição com o resultado determinado pela equação. Quando a pressão medida no transmissor estiver acima da pressão determinada pela equação, significa que é preciso mais capacidade de condensação e quando a pressão medida pelo transmissor estiver abaixo da pressão determinada pela equação programada, significa que a capacidade de condensação pode ser reduzida.

Foi utilizado um limite de ± 0,2 bar para esta comparação entre pressão medida e pressão ideal, para evitar que condensadores sejam ativados e/ou desativados com freqüência e prejudicando assim a vida útil dos mesmos. É importante informar aqui que, dos 7 condensadores evaporativos, 5 possuem inversor de freqüência no acionamento de seus ventiladores, o que facilitou bastante esta implementação, pois a capacidade de modulação é excelente. O ideal é que pelo menos um terço da capacidade de condensação seja provido de inversores de freqüência na ventilação (SHEHATA, 2009), pois permite que o sistema module velocidade/freqüência sem que seja necessário o liga/desliga constante de motores.

Outra recomendação importante é que as bombas de recirculação sempre sejam mantidas em operação, mesmo que os ventiladores estejam desligados (seja por manutenção ou por ter atingido a pressão ideal de condensação). Esta boa prática mantém a condensação mínima fazendo com que não escoe amônia em estado gasoso para o coletor de saída. Garante também que não haja incrustações nas serpentinas, ocasionadas pela incorporação de sedimentos na superfície das mesmas devido a alta

temperatura. Em caso de necessidade de parada para manutenção que envolva a necessidade de deixar as bombas de recirculação inoperantes, o ideal é que se feche a válvula de entrada de AAPG (amônia a alta pressão gasosa) neste condensador.

Segue a seguir a lógica utilizada neste estudo.

Seqüência de partida: Os ventiladores dos condensadores nº 1, 2, 3, 6 e 7 (que possuem conversores de freqüência nos seus ventiladores) deverão ser os primeiros a ser acionados (em ordem de rodízio que pode ser alterado no sistema supervisório). Se os condensadores atingirem 85% de carga e não atenderem a faixa da pressão ótima de descarga por 1 minuto, o CLP envia um sinal para ativar o próximo condensador da fila (4 ou 5, que já são acionados em 100% da sua capacidade, pois o acionamento não possui modulação de velocidade), e os condensadores que possuem inversor de freqüência voltam a modular e assim sucessivamente.

Seqüência de alívio: Se a pressão de descarga estiver abaixo da pressão ótima definida pelo CLP por 3 minutos, os ventiladores dos condensadores que possuem inversor de freqüência devem reduzir carga em conjunto até atingirem a freqüência mínima de 30 Hz. Se permanecerem assim, por 3 minutos, os ventiladores dos demais condensadores (que não possuem inversor de freqüência) devem ser desativados em seqüência (o primeiro que foi ativado deve ser o primeiro a ser desativado, obedecendo a seqüência e alternando as filas), e os ventiladores dos condensadores que possuem inversor de freqüência continuam modulado, e assim sucessivamente.

Esta prática fez com o sistema respondesse em tempo real às oscilações nas condições ambientais/climáticas. Os maiores ganhos estão durante as noites e durante o período de inverno, onde contamos com TBU menores e podemos reduzir a potência elétrica gasta nos ventiladores. Porém, durante os dias considerados quentes, com temperaturas de bulbo úmido entre 22 e 24ºC (pressão ótima entre 10,7 e 11,4 bar), nos quais era comum a operação manter pressões de condensação em torno de 12,0 bar, verificou-se uma ótima oportunidade em gastar mais energia no sistema dos condensadores, com o objetivo de reduzir o consumo dos compressores, já que estes sim são os maiores consumidores de energia elétrica no circuito de refrigeração.

6.1.3 Tratamento de Água dos Condensadores Evaporativos

Um tratamento efetivo na água utilizada no sistema de condensação garante uma maior vida útil aos condensadores, além de trazer garantir a capacidade esperada da instalação. Em instalações industriais de grande porte, normalmente encontram-se empresas líderes mundiais em tratamento químico realizando este trabalho.

Deve-se assegurar que a concentração de sais não exceda e não seja inferior aos limites máximo e mínimo, respectivamente, de ciclos de concentração estabelecidos. Uma adequada manutenção de todos os parâmetros analíticos da água dos condensadores evaporativos com o objetivo de ajustar e melhorar a purga de fundo das bacias, bem como a dosagem de produtos químicos, são de extrema importância para a manutenção dos equipamentos em bom estado de conservação.

Uma das causas mais comuns de deterioração dos equipamentos, que comprometem a eficiência energética se deve a situações de falta de gerenciamento e controle do tratamento de água para refrigeração. Além disso, deve-se otimizar a purga de fundo nas bacias e ajustar a dosagem de produtos químicos de boa qualidade, como anti-incrustante dispersante, anti-corrosivo e biocida. Estão disponíveis no mercado válvulas solenóides com sistema temporizado, como é exibido na Figura 47, para automatizar a purga de fundo de acordo com os parâmetros analíticos da água de cada condensador.

Figura 47 Válvulas automáticas para purga de fundo das bacias dos condensadores [Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

É difícil mensurar e avaliar resultados e condições de antes e depois de um bom tratamento de água, pois os resultados vão muito além da capacidade de condensação do sistema, e como foi afirmado anteriormente, têm impacto sobre a conservação e manutenção dos equipamentos.

6.1.4 Purga de Incondensáveis

Outra ação para aumento de eficiência que tem apresentado bons resultados refere-se a manter o circuito de refrigeração livre da presença de ar ou gases incondensáveis.

A presença de incondensáveis no sistema de refrigeração causa uma série de problemas operacionais. As próprias pessoas que trabalham na operação de sistemas de refrigeração costumam afirmar que neste tipo de sistema, que opera com pressões de sucção positivas, não existe incorporação de incondensáveis. De fato, em instalações frigoríficas em indústrias que processam carnes bovinas e de aves, quando se opera com pressões de sucção negativas, na ordem de -1,0 bar, a incorporação de ar no sistema ocorre com maior freqüência (YORK REFRIGERATION, 2008). Porém, ar pode ser incorporado mesmo em sistemas com pressão positiva em ocasiões de troca de óleo no sistema de compressão, quando o vácuo não é efetivo, na abertura nas linhas, substituição ou limpeza de filtro coalescente, etc.

Todo o ar que penetra no sistema por ocasião destes e outros fatores, tendem a acumular-se nas regiões de alta pressão, ou seja, nas serpentinas de condensação e no tanque de acumulação de líquido, uma vez que o refrigerante em estado líquido opera como um selo, impedindo a sua migração até outras regiões da instalação.

As duas maiores conseqüências da presença de incondensáveis no sistema de amônia são:

- Aumento de pressão de condensação, que é resultante da soma das pressões parciais de compressão;

- Redução no coeficiente de transferência de calor do condensador, que é o resultado da resistência da difusão do vapor de refrigerante no sentido da superfície fria da serpentina, imposta pelo gás incondensável.

Nas publicações de ROCKWELL (1994) e ROCKELL e QUAKE (1998), já foi comprovado que manter as instalações livres da presença de gases não condensáveis aumenta a eficiência do sistema e reduz os custos de consumo de energia.

Para identificar se a quantidade de incondensáveis espalhada no sistema de amônia está afetando a capacidade de condensação e elevando a pressão de descarga, um procedimento simples é descrito a seguir, e está indicado na Figura 48 para facilitar a visualização:

a) Medir a pressão de NH_3 na tubulação de equalização na descarga dos compressores ou no manômetro existente no reservatório de AAPL;
b) Medir a temperatura do líquido na parte inferior do tanque de NH_3 líquida a partir do exterior do mesmo com um termômetro de contato ou infravermelho (como se indica na Figura 48, atentando-se para que a zona de medição não se encontre exposta ao sol)
c) Com a temperatura medida, obter a pressão correspondente em uma tabela de vapor saturado de amônia.
d) Se a pressão medida no item (a) superar em 0,4 bar a pressão correspondente à temperatura, verificada no item (c), conclui-se que existe presença relevante de gases não condensáveis portanto é necessário o procedimento de purga.

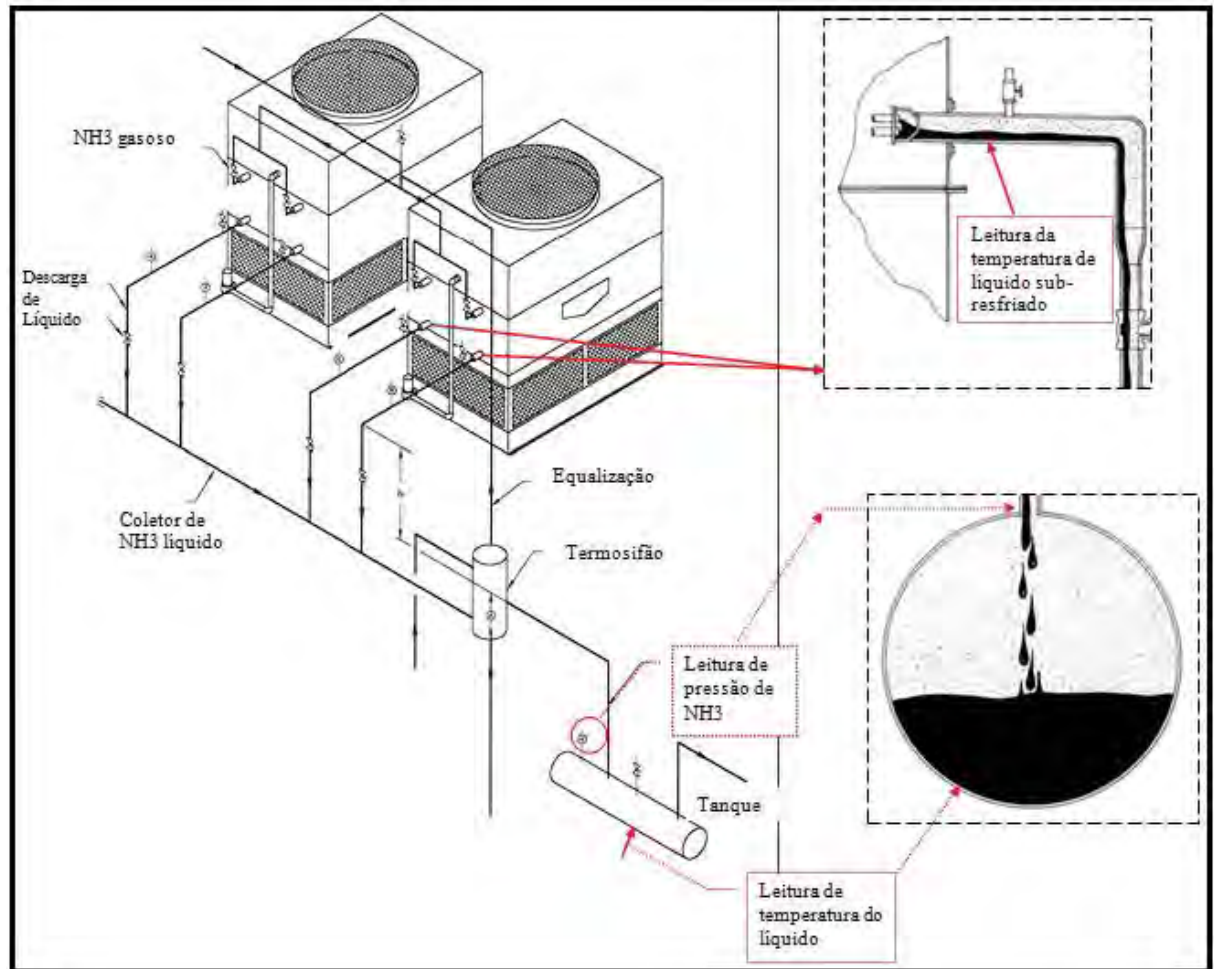



Figura 48 Procedimento para verificação da presença de incondensáveis

Os procedimentos de purga de incondensáveis podem ser realizados de forma manual ou com sistemas que executam a purga multiponto. A purga manual nos condensadores evaporativos pode ser realizada de duas formas distintas:

1º Caso → Purga pelas válvulas de purga na saída de amônia líquida dos condensadores evaporativos, que deve ser realizada em momentos quentes do dia, quando a carga operativa não estiver muito elevada e quando a pressão de descarga esteja atingindo a pressão ótima indicada para a temperatura de bulbo úmido. O detalhamento é exibido no fluxograma da Figura 49.

Fechar a válvula de entrada de amônia gás no condensador evaporativo a ser purgado (a bomba e os ventiladores do módulo a ser purgado devem estar desligados)

↓

Esperar aproximadamente uma hora para que toda a amônia se condense e evacue para o coletor de saída de líquido

↓

- Desta forma, só restará amônia gás + ar na serpentina que será purgada (equilíbrio bifásico), pois a amônia condensada será drenada para o coletor, até o nível do tanque termosifão

↓

Fechar a válvula de saída

↓

Purgar pela válvula de purga na linha de saída de amônia líquida – deve ser interligada uma mangueira, na saída da válvula até uma bombona contendo água, no qual será realizada a purga por borbulhamento

↓

Uma vez que o borbulhamento termine (quando cessam as bolhas de ar, nota-se o ruído característico de saída de amônia), abrir pouco e lentamente a saída de líquido dos condensadores e continuar purgando

↓

Fechar as válvulas de purga

↓

Abrir completamente as válvulas de saída de líquido

↓

Ligar a bomba e os ventiladores

↓

Abrir as válvulas de entrada de gás, com o equipamento em funcionamento normal

Figura 49 Procedimento de purga de incondensáveis pela saída de amônia líquida

2º Caso → Purga pelas válvulas de purga na entrada de amônia gás dos condensadores evaporativos. O procedimento é descrito no fluxograma da Figura 50.

Fechar as duas válvulas de saída de amônia líquida no módulo do condensador evaporativo a ser purgado, mantendo em operação a bomba e os ventiladores

Esperar alguns minutos para que a amônia se condense e alague a parte inferior das serpentinas, pressurizando assim os incondensáveis na parte superior

Abrir a válvula de purga no coletor de entrada superior do condensador (utilizando o mesmo procedimento de interligação da mangueira na saída da válvula até um recipiente grande com água)

Purgar por vários minutos até que pare de borbulhar ar

Uma vez que o borbulhamento termine, fechar a válvula de purga

Abrir lentamente as válvulas de saída de líquido

Funcionamento normal do condensador

Figura 50 Procedimento de purga de incondensáveis pela entrada de amônia gasosa

O procedimento de purga manual também pode ser realizado no reservatório de amônia líquida, conectando uma mangueira em uma válvula de purga e levando a outra extremidade da mangueira até uma bombona com água, na qual será realizada a purga por borbulhamento. O ideal é se purgar por válvulas que não fiquem muito próximas à entrada de amônia líquida no reservatório, conforme mostrado pelo ponto X na Figura 51.

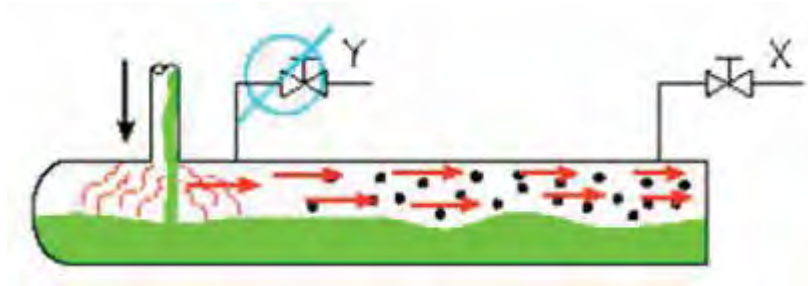



Figura 51 Purga de incondensáveis no reservatório de líquido

Apesar de necessários, os procedimentos de purga de incondensáveis realizados de forma manual não são totalmente efetivos, pois o ar pode migrar de um lado para o outro dependendo das condições de carga e montagem. O procedimento manual é mais efetivo nas condições de sistema totalmente parado, quando o ar tende a se acumular nas partes mais altas do sistema (condensadores evaporativos) e podem ser purgados mais facilmente. Porém, em uma instalação com produção contínua, como é o caso aqui apresentado, raramente se tem condições de parada total.

A solução encontrada foi a instalação de um sistema de purga automática multiponto, conforme exibido na Figura 52, que permite a coleta de não condensáveis em vários pontos da instalação. Existem vários fabricantes de equipamentos deste tipo no mercado. Estes equipamentos reduzem a concentração de não condensáveis a uma porcentagem mínima e com uma perda desprezível de fluido refrigerante. O equipamento instalado faz uma purga seqüencial, em um ponto por vez, e conta com um painel de controle remoto dotado de um CLP e interface para operação e monitoramento do sistema.

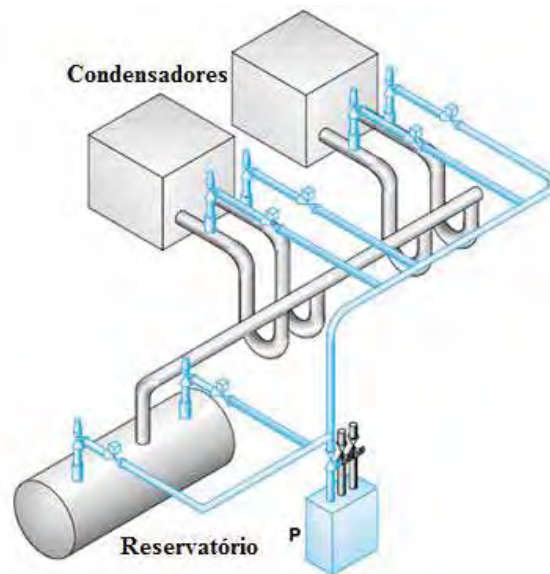



Figura 52 Purga de incondensáveis com equipamento automático (GEA, 2009)

Várias ações tomadas em conjunto proporcionaram a redução da pressão de descarga/condensação. Como todas elas impactam em somente um indicador (pressão de descarga) é difícil mensurar o quanto cada uma delas colaborou para o resultado obtido. Os resultados são apresentados na Tabela 8:

Tabela 8 Pressão de descarga

Mês	**Pressão de descarga antes [bar]**	**Pressão de descarga depois [bar]**	**ΔP [bar]**	**Percentual de redução**
SETEMBRO	11,3	11,0	0,3	3%
OUTUBRO	11,5	10,9	0,6	5%
NOVEMBRO	11,9	11,6	0,3	3%
DEZEMBRO	12,0	11,7	0,3	3%
JANEIRO	12,1	11,9	0,2	2%
FEVEREIRO	12,2	12,1	0,1	1%
MARÇO	12,6	12,4	0,2	2%
ABRIL	11,8	11,5	0,3	3%
MAIO	11,4	10,7	0,7	6%
JUNHO	10,9	10,4	0,5	5%
JULHO	10,8	10,3	0,5	5%
AGOSTO	11,0	10,5	0,5	5%

6.2. Ações com Impacto na Pressão de Evaporação/Sucção

Na análise do lado de baixa pressão, o conceito de pressão de sucção flutuante é de extrema importância. A principal premissa para se obter os melhores resultados em eficiência energética é operar o sistema com a maior pressão de sucção possível, desde que seja suficiente para atender a demanda instantânea e operar com pressões de sucção reduzidas apenas em momentos em que a carga térmica requerida for maior. As principais oportunidades encontradas são descritas a seguir.

6.2.1 Separação de Regimes

O trabalho de eficiência energética realizado verificou uma grande oportunidade para se operar com divisão de regimes de sucção, dividindo assim o sistema em dois subconjuntos, sendo um deles responsável pela refrigeração de água e o outro responsável pela refrigeração de etanol, mantendo as descargas unificadas.

O sistema de refrigeração com a separação de regimes proposta é exibido na Figura 53.

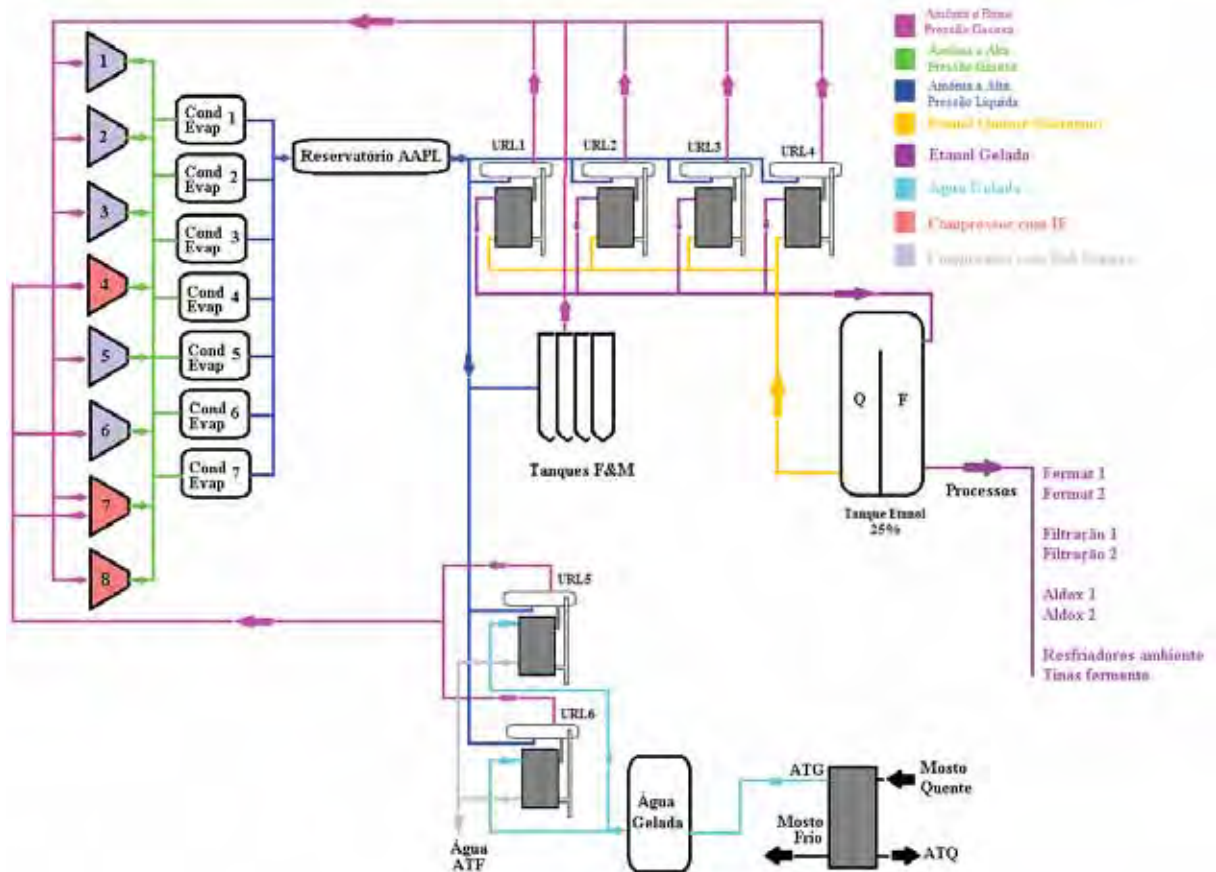



Figura 53 Sistema de refrigeração com separação de regimes

Foram levantados vários requisitos e ações a serem tomadas para permitir a unidade a operar de forma eficiente e economizar energia elétrica no sistema de refrigeração, permitindo assim a operação com a separação de regimes. Estas ações são descritas a seguir.

a) Instalação de novas válvulas solenóides piloto de sucção para permitir o sistema operar unificado ou com separação de regimes:

Devem ser instaladas nas válvulas principais das 2 URLs dos circuitos de geração de água gelada, paralelas às árvores existentes de válvulas principais de modulação da pressão de evaporação PM 3, que são mostradas na Figura 54, uma nova solenóide piloto EVM em 24Vcc, com sinal digital de entrada e saída no CLP existente, para possibilitar a operação de forma automática com sistema de sucção separado ou unificado, em caso de necessidade por manutenção de compressores, por

exemplo. Na tela de sistema supervisório deverão ser disponibilizadas condições de operação com sistema unificado / com separação de regimes.

Na condição de sistema unificado, na qual todos os compressores operam com pressão de sucção entre 2,1 a 2,3 bar (Figura 38), devem ser energizadas as solenóides já existentes, mantendo as novas solenóides pilotos desenergizadas.

Para condição de operação com separação de regimes (Figura 53), os compressores do sistema de etanol operam com pressão de sucção entre 2,1 a 2,3 bar e os compressores do circuito de água gelada energizam as novas solenóides pilotos, mantendo as solenóides pilotos já existentes nas URLs para resfriamento de água desenergizadas. A pressão de sucção dos compressores do sistema de geração de água gelada deverá ser regulada para 3,3 bar.

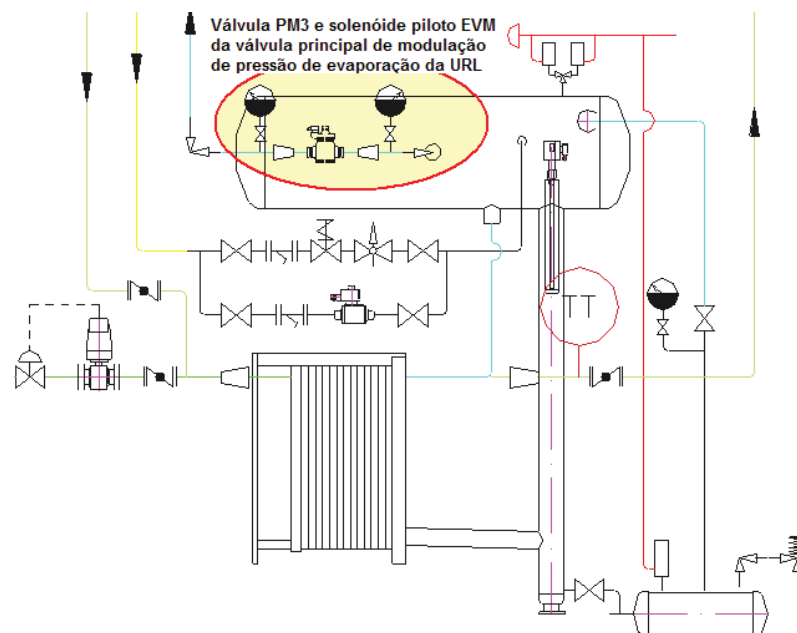



Figura 54 Esquemático de URL e válvulas de controle de sucção.

b) Criação de dois grupos independentes de controle em filas de compressores:

A configuração proposta tem como objetivo manter os compressores que possuem inversor de freqüência sempre como mestres de cada regime, de modo a obter ganhos no consumo de energia elétrica utilizando esta modulação disponível.

Configuração de separação de regimes:

Para o circuito de resfriamento de ATF, deverão ser respeitadas as seguintes condições:

- Configuração Normal: Compressor 4 (mestre), Compressor 6 (escravo),

- Configuração 2: Compressor 4 (mestre), Compressor 7 (escravo),

- Configuração 3: Compressor 7 (mestre), Compressor 6 (escravo).

Para o circuito de resfriamento de solução de etanol, deverão ser respeitadas as seguintes condições:

- Configuração Normal: Compressor 8 (mestre), Compressores 5, 3, 2, 1 (escravos em ordem de rodízio que pode ser alterado no sistema supervisório, permitindo qualquer combinação entre eles),

- Configuração 2: Compressor 7 (mestre), Compressores 5, 3, 2, 1 (escravos, que permitam a alteração do rodízio da mesma forma que o proposto na configuração normal).

Configuração de sistema unificado:

Compressores 4, 7, 8: mestres,

Demais compressores: escravos.

Uma observação importante é que o compressor número 7 é interligado às duas linhas de sucção. Portanto, pode ser utilizado tanto no circuito de geração de água gelada como também no circuito para resfriamento de solução de etanol, desde que sejam respeitadas as suas configurações de operação e sejam posicionadas corretamente as válvulas nas tubulações de sucção de acordo com o desejado.

As variáveis principais de comando são: pressão de sucção do sistema de etanol e pressão de sucção do sistema de água gelada, sendo que os transdutores de pressão já são existentes. Quando o sistema operar em regime unificado, deverá seguir somente o transdutor de pressão do sistema de refrigeração de etanol.

Na Figura 55 é exibido o diagrama referente à seqüência de partida e alívio, quando o sistema opera utilizando a separação de regimes, com o detalhamento a seguir:

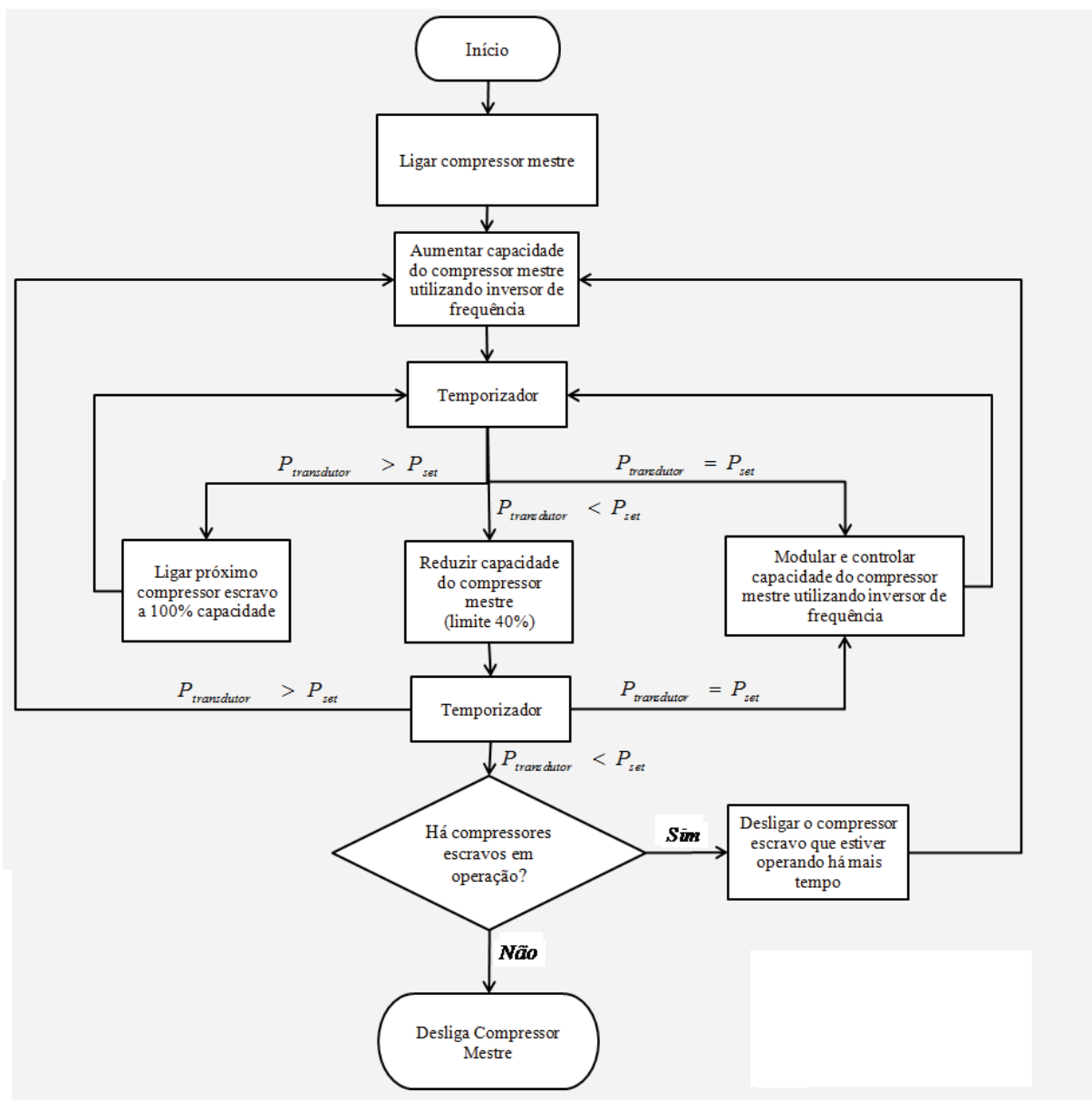



Figura 55 Diagrama representativo da automação

Seqüência de partida e fila de compressores do sistema etanol: Compressor mestre 8 (ou eventualmente compressor 7) é acionado e aumenta a sua capacidade utilizando os controles por inversor de freqüência e válvula de deslizamento, até que se atinja a pressão de sucção de operação definida (2,1 a 2,3 bar).

Se, durante um período de tempo X (a ser determinado), a capacidade do compressor mestre alcançar 100% e a pressão de sucção definida não for alcançada, o compressor mestre envia um sinal ao CLP para acionar o próximo compressor escravo

da fila, que vai aumentando a sua carga, utilizando controle de capacidade através da sua válvula de deslizamento, buscando a pressão de sucção estabelecida.

Em caso de a pressão de sucção ser atendida antes que o compressor escravo atinja 100% de sua capacidade, o compressor mestre vai reduzindo a sua capacidade utilizando o inversor de freqüência para modulação e o compressor escravo fica a 100% da sua capacidade.

Se a pressão de sucção continuar apresentando valor acima da estabelecida e os 2 compressores (mestre + escravo) permanecerem com carga de 100% por um tempo X, é enviado um sinal ao CLP para acionar o próximo compressor escravo da fila, que vai aumentando a sua carga buscando o valor de pressão de sucção estabelecido, e assim por diante.

A pressão de sucção para a operação do compressor mestre (valor definido para o *set point* de pressão de sucção no painel do compressor, na tela de parâmetros operativos) deve ser 0,1 bar maior que a definida para os compressores escravos. Este recurso faz com que o compressor mestre possua maior capacidade de modulação e utilize o inversor de freqüência para este fim, possibilitando maiores ganhos energéticos.

Seqüência de alívio de carga do sistema etanol: Em caso de a pressão de sucção ser atendida e os compressores estejam a 100% de sua capacidade, o compressor mestre vai reduzindo a sua capacidade utilizando o inversor de freqüência para modulação até 40% e permanecerá assim por um tempo Y (a ser determinado).

Se a pressão de sucção continuar a ser atendida após o tempo Y, será enviado um sinal ao CLP para desligar o primeiro compressor escravo da fila, e o compressor mestre volta a modular buscando a pressão de sucção definida, e assim por diante.

Seqüência de partida e fila de compressores do sistema água gelada: Compressor mestre 4 (ou eventualmente o compressor 7) deve ser acionado e fazer o aumento de capacidade utilizando controles por inversor de freqüência e válvula de deslizamento, buscando atingir a pressão de sucção definida nos seus parâmetros de controle e operação.

Caso a capacidade do compressor mestre chegue a 100% e não atinja a pressão de sucção desejada por um período de tempo X, é transmitido um sinal ao CLP para

acionar o compressor escravo, que fazendo controle de capacidade de modo a alcançar a pressão de sucção estabelecida. Como o compressor escravo deste circuito pode ser o número 6 ou 7, é importante ressaltar que, quando se opera compressor 6, o controle de capacidade será realizado apenas utilizando a válvula de deslizamento, enquanto ao se operar o compressor 7 como escravo, a capacidade de modulação será maior, já que os dois compressores do circuito (mestre + escravo) contariam com controle de capacidade através de inversor de freqüência.

Se a pressão de sucção for atendida antes que o compressor escravo atinja 100% de sua capacidade, o compressor mestre vai reduzindo a sua capacidade utilizando o inversor de freqüência para modulação e o compressor escravo fica a 100% da sua capacidade.

Assim como no circuito de refrigeração para resfriamento da solução de etanol, neste caso a pressão de sucção para a operação do compressor mestre também deverá ser 0,1 bar maior que a definida para o compressor escravo, o que proporciona maiores ganhos energéticos.

Seqüência de alívio de carga do sistema água gelada: o compressor mestre deverá reduzir a sua capacidade utilizando o inversor de freqüência para modulação até 40% e permanecer assim por um tempo Y, se a pressão de sucção operativa for atingida, mantendo o compressor escravo em sua capacidade nominal. Se a pressão de sucção continuar a ser atendida após este tempo, será enviado um sinal ao CLP para desligar o escravo da fila, fazendo com que compressor mestre volte a modular buscando a pressão de sucção definida.

c) Instalação de sensor de nível no tanque água gelada e automação que permita a modulação dos compressores dedicados a este regime:

Utilização dos sinais de nível do tanque de água gelada em sinais de 4 a 20 mA para construção de nova lógica de controle de modulação das válvulas proporcionais de entrada de água para resfriamento, de modo a garantir operação sem picos com a separação de regimes. Esta lógica de controle é necessária para que o sistema não seja perturbado com as oscilações de carga térmica. Como o sistema de água gelada atende

dois processos de resfriamento de mosto, a lógica a obedecer deve levar em conta duas condições:

A condição 1 prevê os dois resfriadores de mosto operando simultaneamente. Para possibilitar que os controles proporcional, integral e derivativo (PID) dos compressores parafuso de NH_3 existentes, com suas respectivas bandas "morta" e proporcional, atendam as variações de carga térmica do circuito de água gelada, deverá ser definido que: até 70% do nível do tanque de água gelada, a vazão de água para resfriamento, dada pelo valor de vazão definido em cada URL será a nominal de projeto (100%). Para níveis entre 70% e 80%, deve ser reduzida a vazão das duas URLs em 75% da vazão nominal, através da modulação das válvulas proporcionais. De 80% a 90%, a vazão a deverá ser 50% da vazão nominal, para níveis de 90% a 100%, vazão de 25% da nominal e finalmente em 100% de nível, as válvulas de controle e a válvula borboleta com atuador eletro-pneumático da entrada de água para resfriamento deverão ser fechadas.

Para o religamento do sistema, com nível abaixo de 90% a lógica estabelece vazão de 50% da vazão nominal de projeto, entre 70% e 79% a lógica deve estabelecer 75% da vazão, e abaixo de 69% a vazão deve ser re-estabelecida em 100%.

A condição 2 considera um ou nenhum consumidor em operação. Para possibilitar que o controle PID dos compressores atendam às variações de carga térmica do circuito de água gelada, deverão ser estabelecidas as seguintes condições de vazão de água nas URLs de acordo com o nível do tanque de água gelada:

Nível até 60%, vazão: nominal de projeto;

Níveis entre 60% e 70%, vazão: 75% da vazão nominal;

De 70% a 80%, a vazão deve ser estabelecida em 50% da vazão nominal;

De 80% a 100%, vazão será 25% da nominal

Em 100%, devem ser fechadas as válvulas da entrada de água para resfriamento.

Para o religamento do sistema:

Nível abaixo de 80%, vazão de 25%,

Níveis entre 70% e 79%, estabelecer 50% da vazão,

De 60% a 69%, a vazão deve ser 75% da nominal,

Níveis inferiores a 60%, restabelecer vazão em 100%.

Utilizando o software de MAYEKAWA (2008) no qual é possível se obter todos os indicadores e características dos modelos de compressores MYCOM, verifica-se a diferença entre as capacidades e do COP dos compressores operando com pressões de sucção de 2,2 bar (condição unificada) e de 3,2 bar (condição com separação de regimes), como é mostrado nas Tabelas 9 e 10, que reproduzem as telas do software.

Tabela 9 Dados do compressor MYCOM N250 VSD operando no regime de sucção de 2,2 bar

SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR :	13.8	MYCOMW 13.9ep
DATE :		08-22-2010
MODEL :		N250VS*-M
REFRIGERANT :		AMMONIA
RECOMMENDED PORT :		L
BOOSTER :		False
COMPRESSION RATIO :	[-]	4,22
CAPACITY :	[kW]	1425,2
CAPACITY :	[TR]	405,3
ABSORBED POWER :	[kW]	330,1
DRIVE SHAFT SPEED :	[rpm]	3550
COMPRESSOR SPEED :	[rpm]	3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100
CONDENSING TEMP. :	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-7,68
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	0
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5
SUCTION TEMP. :	[degC]	-7,68
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50
SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0,32
DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1,35
OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1,55
SUCTION PRES. DROP :	[MPaA]	0
DISCHARGE PRES. DROP :	[MPaA]	0
SWEPT VOLUME :	[m3/h]	1900
LOAD(VOL. FLOW RATE) :	[%]	100
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	76
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	1770
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	552
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	4622
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	4622
INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	90,3
LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	84,6
F.SIDE OIL FLOW RATE :	[L/min]	14,6
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	189
OIL HEAT REJECTION :	[kW]	139,2
OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
OIL DENSITY :	[kg/m3]	880
COP :	[-]	4,32
--- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---		
--- WITH THERMO-SIPHON OIL COOLER ---		
--- Refrigeration oil is not soluble with refrigerant (mineral oil) ---		
--- When choosing the motor set a safety factor of more than 10% for the brake power ---		

Tabela 10 Dados do compressor MYCOM N250 VSD operando no regime de sucção de 2,2 bar

SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR :	13.8	MYCOMW 13.9ep
DATE :		08-22-2010
MODEL :		N250VS*-M
REFRIGERANT :		AMMONIA
RECOMMENDED PORT :		L
BOOSTER :		False
COMPRESSION RATIO :	[-]	3,21
CAPACITY :	[kW]	1869,1
CAPACITY :	[TR]	531,4
ABSORBED POWER :	[kW]	358,3
DRIVE SHAFT SPEED :	[rpm]	3550
COMPRESSOR SPEED :	[rpm]	3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100
CONDENSING TEMP. :	[degC]	35
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-0,65
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	0
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5
SUCTION TEMP. :	[degC]	-0,65
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50
SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0,42
DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1,35
OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1,55
SUCTION PRES. DROP :	[MPaA]	0
DISCHARGE PRES. DROP :	[MPaA]	0
SWEPT VOLUME :	[m3/h]	1900
LOAD(VOL. FLOW RATE) :	[%]	100
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	75,6
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	1790
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	717
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	6015
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	6015
INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	77,8
LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	82,2
F.SIDE OIL FLOW RATE :	[L/min]	14,1
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	174
OIL HEAT REJECTION :	[kW]	125,8
OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
OIL DENSITY :	[kg/m3]	880
COP :	[-]	5,22
--- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity ---		
--- WITH THERMO-SIPHON OIL COOLER ---		
--- Refrigeration oil is not soluble with refrigerant (mineral oil) ---		
--- When choosing the motor set a safety factor of more than 10% for the brake power ---		

É possível verificar um aumento significativo no coeficiente de performance, de aproximadamente 21% nos compressores que passaram a operar com regime de sucção mais elevado. Apesar de um aumento na potência absorvida de 8,5%, a capacidade no circuito de refrigeração aumentou em 31%.

Esta verificação pode significar menos compressores em operação, ou o aproveitamento da capacidade de modulação através do inversor de freqüência, que traz ganhos no consumo de energia.

6.2.2 Purga de óleo nos evaporadores

A utilização dos óleos lubrificantes para os compressores é de fundamental importância. Porém, quando um sistema de refrigeração está em funcionamento, uma parcela da quantidade de óleo dos compressores passa pelo separador de óleo e é arrastado para o sistema, fenômeno conhecido como arraste de óleo.

Isto ocorre por diversos motivos, tais como alteração brusca no controle de capacidade do compressor, a filtros coalescentes saturados ou por problemas no compressor. O óleo arrastado acaba se depositando nas partes mais baixas dos equipamentos, principalmente nos evaporadores ou nos separadores de líquido de baixa pressão. A presença de óleo no evaporador atua como um isolante térmico, e faz com que sejam necessárias menores temperaturas de evaporação para compensar a deficiência na troca térmica. Como resultado, os compressores consomem mais potência elétrica e ficam com capacidade reduzida, já que a pressão de sucção decresce.

Um sintoma típico de presença de óleo no evaporador é mostrado na Figura 56. Observa-se que há formação de gelo na parte superior do trocador, devido à baixa temperatura em sua superfície, causando condensação e solidificação de vapor de água presente no ar, enquanto que na parte inferior, onde há presença de óleo, as temperaturas não são suficientemente baixas para formar gelo.

Figura 56 Exemplo de evaporador com presença de óleo
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

A boa prática de purgar o óleo dos evaporadores tem de ser realizada diariamente e o ideal é que seja feito um gerenciamento das quantidades de óleo purgadas através de um balanço com a quantidade de óleo reposta nos compressores, o que pode ser útil até para identificar possíveis problemas de arraste de óleo causado por algum compressor em específico. O gerenciamento da atividade também é uma forma importante de se garantir que o procedimento está sendo executado de forma efetiva.

A purga de óleo também pode ser realizada manual ou automaticamente. A Figura 57 mostra óleo sendo purgado de um separador, de forma manual.

Figura 57 Purga manual de óleo no evaporador
[Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

A purga semi-automática pode ser realizada através da instalação de potes de coleta de óleo interligados na coluna de líquido dos evaporadores. Estes potes, similares ao mostrado na Figura 58, são dotados de resistências internas que, ao serem acionadas, evaporam a amônia presente na mistura óleo + amônia, e fazem com que ABPG retorne ao separador de líquido.

Figura 58 Purga semi-automática de óleo utilizando pote de coleta com resistência [Foto obtida pelo autor durante o estudo realizado]

Existem também sistemas de purga de óleo automáticos, que fazem a purificação do óleo para posterior retorno ao sistema.

6.2.3 Operar com as maiores temperaturas de etanol/água gelada possíveis

Outra ação tomada que representa boa prática foi de preparar e treinar os operadores para trabalharem sempre nos limites superiores das faixas de temperatura de produto requeridas em cada processo, sem comprometer a qualidade.

O conceito de uso de pressão de sucção flutuante, de acordo com as necessidades otimizadas de consumo, é a base para chegar a um ganho consistente em consumo de

energia elétrica para refrigeração. O ideal é se trabalhar sempre nos limites superiores de temperatura do fluido secundário (solução de etanol) e da água gelada, o que representa menor consumo energético e conseqüentemente menor custo.

As ações com impacto em aumento de pressão de sucção, representadas pela purga de óleo e operação nos limites superiores de temperaturas de fluido secundário e de água gelada, trouxeram um aumento significativo nas pressões de evaporação/sucção operativas. A Tabela 11 contém os dados médios de pressão de sucção de Setembro de 2009 a Agosto de 2010 (condição antes) e Setembro de 2010 a Agosto de 2011 (condição depois), referentes ao regime de sucção para o sistema de etanol.

Tabela 11 Pressão de sucção do regime de resfriamento de etanol

Mês	**Pressão de sucção antes [bar]**	**Pressão de sucção depois [bar]**	**ΔP [bar]**	**Percentual de aumento**
SETEMBRO	2,10	2,20	0,10	5%
OUTUBRO	2,05	2,23	0,18	9%
NOVEMBRO	2,15	2,30	0,15	7%
DEZEMBRO	2,07	2,27	0,20	10%
JANEIRO	2,12	2,28	0,16	8%
FEVEREIRO	2,09	2,25	0,16	8%
MARÇO	2,12	2,23	0,11	5%
ABRIL	2,00	2,31	0,31	16%
MAIO	2,04	2,32	0,28	14%
JUNHO	2,02	2,29	0,27	13%
JULHO	2,10	2,30	0,20	10%
AGOSTO	2,11	2,30	0,19	9%

6.3. Resultados no Consumo Elétrico

Os dados do sistema de gerenciamento de consumo elétrico foram coletados e dispostos em uma tabela comparativa entre o período de SETEMBRO/2009 à AGOSTO/2010 (quando ainda não haviam sido aplicadas as ações para aumento de

eficiência) e SETEMBRO/2010 a AGOSTO/2011 (com as ações tomadas e/ou em andamento).

Estes dados de consumo, atrelados aos respectivos ganhos em kWh podem ser observados nos gráficos exibidos nas Figuras 59, 60 e 61.

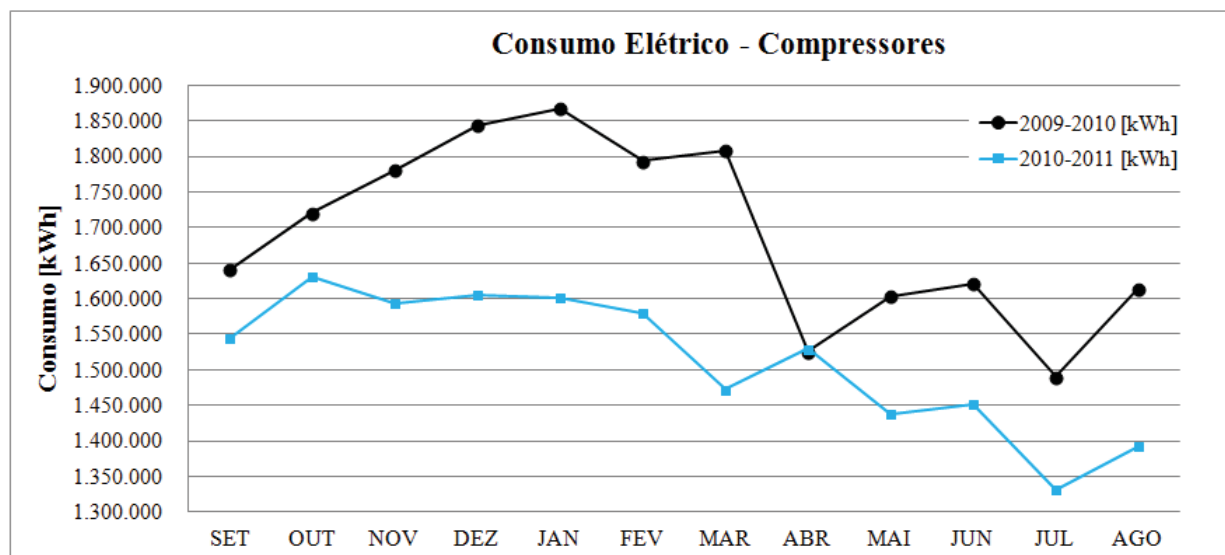



Figura 59 Gráfico do consumo elétrico dos compressores – antes e depois

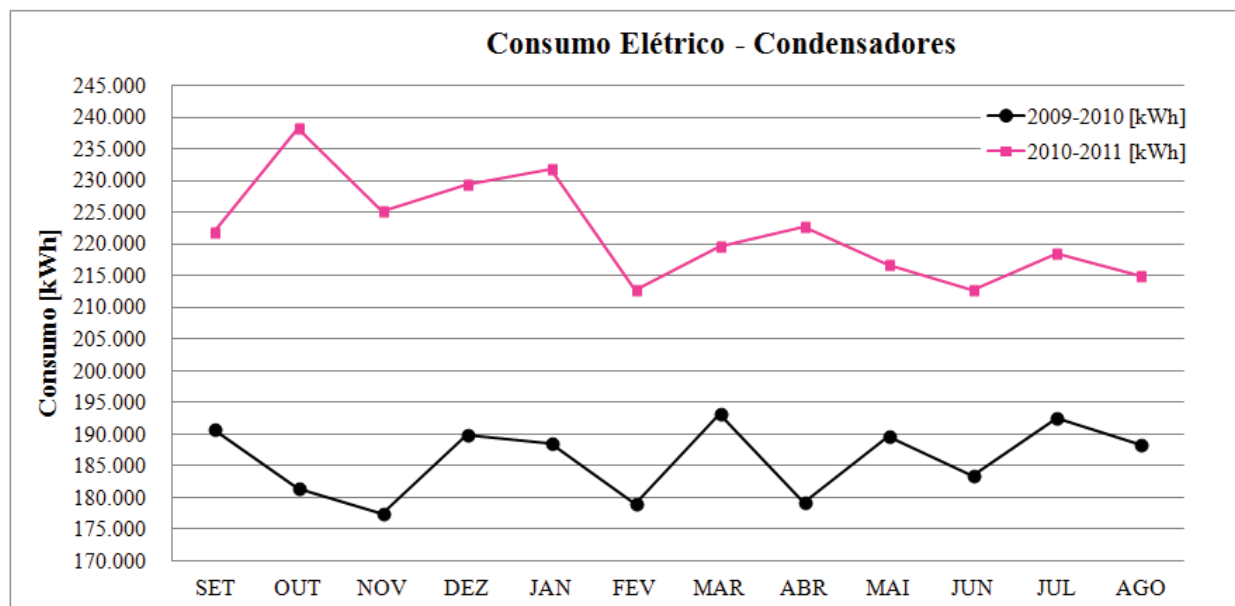



Figura 60 Gráfico do consumo elétrico dos condensadores – antes e depois

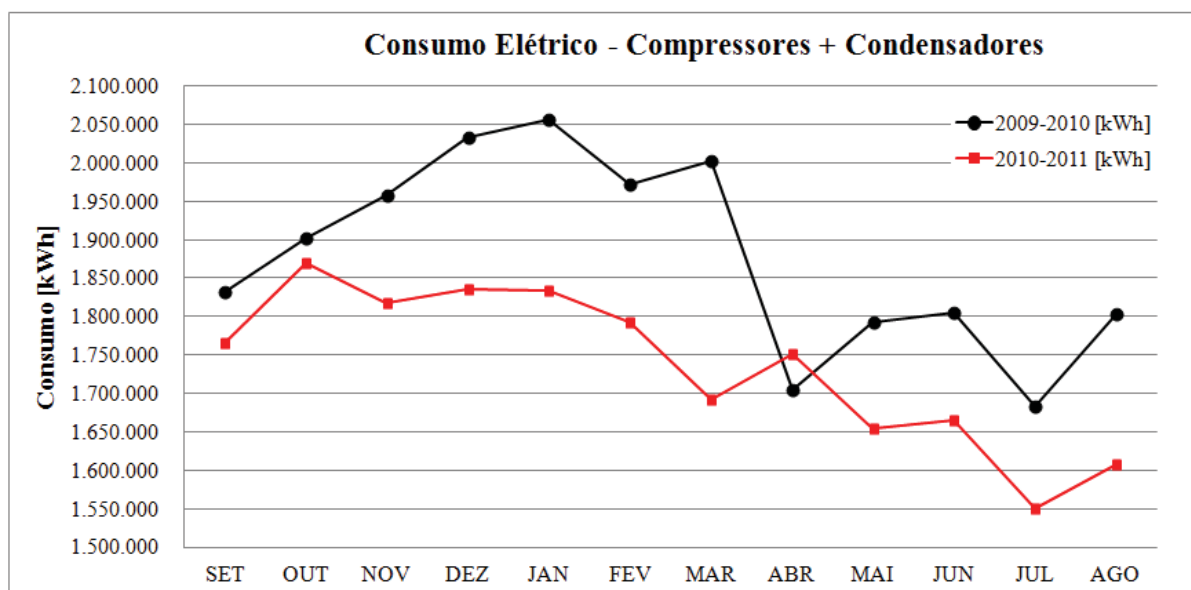



Figura 61 Gráfico do consumo elétrico dos compressores + condensadores

A implementação das ações citadas foram responsáveis por uma economia anual de R$ 241.000,00, equivalentes a uma redução no consumo elétrico de 1,7 GWh.

O investimento total foi de R$ 301.960,00, distribuídos em:

a) Aquisição de sistema de purga de incondensáveis, com as respectivas válvulas solenóides e válvulas de bloqueio: R$ 58.710,00;
b) Aquisição de novas válvulas e pilotos de controle para possibilitar a separação de regimes: R$ 32.530,00;
c) Aquisição de sensor de nível para o tanque de água gelada: R$ 8.120,00;
d) Aquisição da estação meteorológica: R$ 3.890,00;
e) Montagem eletromecânica e automação: R$ 198.710,00.

Os valores relacionados aos investimentos foram obtidos através de orçamentos e propostas de fornecedores de equipamentos e de serviços de montagem eletromecânica e automação, com as devidas observações referentes à qualidade dos mesmos.

Os custos com a manutenção dos condensadores evaporativos, que contemplam substituição das correias, bicos aspersores, limpeza, entre outros, não foram considerados nesta análise, já que na organização estudada já existe um plano de

manutenção para os equipamentos existentes, e os custos envolvidos neste setor não são considerados como capital de projeto de eficiência energética.

O tempo de retorno simples é o índice mais difundido no meio técnico para análises de viabilidade. Esse índice não leva em consideração a taxa de juros. Esta análise foi feita apenas dividindo-se o custo da implantação pelo benefício auferido. Considerando o ganho médio anual que foi verificado durante o período analisado, o *payback* simples é de 1,25 anos, ou seja, um ano e três meses.

7 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentadas as oportunidades encontradas e ações que podem melhorar a eficiência e conseqüentemente reduzir o consumo elétrico de um sistema de refrigeração industrial por compressão de vapor empregando amônia como fluido refrigerante, e composto por compressores parafuso, condensadores evaporativos, unidades resfriadoras de líquido/evaporadores a placas para resfriamento de água gelada e solução de etanol e dispositivos de expansão (válvulas servo-controladas).

Diversos parâmetros que têm influência sobre a eficiência de cada um dos componentes do sistema foram discutidos e analisados, de modo a verificar a viabilidade de implementação.

A melhoria em eficiência energética nas instalações de refrigeração industriais é imprescindível para se atingirem os objetivos do novo modelo de desenvolvimento, tanto pela diminuição da intensidade energética global, como pelo aumento dos resultados econômicos.

Verificou-se que, além do trabalho de implementação das ações de projeto, o treinamento e conscientização da equipe envolvida na operação são extremamente importantes, pois a aplicação das ações aqui expostas é complementar à aplicação das ações operativas da equipe do setor de utilidades. O ideal é que todos os envolvidos saibam o porquê de cada ação executada, além de conhecer os conceitos e fundamentos utilizados nesta execução. A comprovação dos resultados obtidos pode enfatizar a necessidade e a importância da mudança de hábitos na operação e determinar uma forma de acompanhamento rigoroso para manter a continuidade das ações aplicadas, seja através do acompanhamento dos índices, delegação de metas individuais ou coletivas, entre outros.

Várias ações são dependentes umas das outras, como, por exemplo, podemos citar a purga de incondensáveis, limpeza e manutenção de condensadores evaporativos, um correto tratamento de água e a automação do sistema de condensação através da temperatura de bulbo úmido.

Modulação da capacidade produtiva é um assunto muito difundido e em utilização nas indústrias atualmente, já que todo o sistema, seja de refrigeração, de ar comprimido, vapor, etc., são projetados para atender picos de demanda. No sistema de refrigeração, como diversas etapas compõem o processo produtivo e nem sempre estão ocorrendo de forma simultânea, o conceito de operação com pressão de evaporação ou sucção flutuante revela-se como uma ótima oportunidade para possibilitar redução no consumo energético, além é claro da separação de regimes de sucção, que têm um grande impacto na redução no consumo de energia pelos compressores de amônia.

O conjunto de ações com objetivo de aumento em eficiência apresentadas contou com um investimento total de R$ 302.000,00 e trouxe como resultado uma economia anual de R$ 241.000,00, equivalentes a 1,7 GWh. Esta economia representa aproximadamente uma redução de 8% do total do consumo elétrico do sistema de refrigeração. Portanto, o *payback* de 1,25 anos mostra também a atratividade econômica desta otimização, além da melhoria na performance energética e da produção com menor impacto ambiental.

Então conclui-se que as ações para otimização dos parâmetros operativos de sistemas de refrigeração industrial constituem uma importante ferramenta para melhoria na eficiência de consumo de energia e se apresentam como alternativa viável para implementação. Vale ressaltar que os resultados obtidos em moeda nacional, bem como o *payback*, podem sofrer variações em função da tarifa média de energia elétrica consumida, e vários outros fatores, tais como inflação, taxa de juros, depreciação, etc.

Como sugestões para trabalhos futuros, tem-se:

- Estudo do sistema de bombeamento de solução de etanol e de água gelada do sistema de refrigeração;

- Utilização de parâmetros exergéticos para melhoria em processo;

- Análise ambiental para determinação de créditos de carbono pela redução no consumo de energia elétrica;

- Análise do enquadramento tarifário da unidade produtiva, fator de carga e escolha entre a opção mais favorável de sistema de tarifação; entre outras.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMBEV. **Fabricação de Cerveja**. Disponível em <http://www.ambev.com.br/pt-br/consumidores/fabricacao-da-cerveja/fabricacao-da-cerveja>. Acesso em 20 de Setembro de 2011.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **Handbook of Equipment**. Atlanta, 1986

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **Handbook of Refrigeration Systems** and Applications. Atlanta, 1986

BAJAY, S. V.; GORLA, F. D.; ROCHA, C. R. **Oportunidades de Eficiência Energética para a Indústria: Relatório Setorial: alimentos e bebidas.** Brasília, CNI, 2010. 60 p.

BARBOSA, R. M., **Contribuição do Mercado de Carbono para a Viabilidade de Projetos de Eficiência Energética Térmica e de Troca de Combustíveis em Cervejarias.** Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Paulo 2010.

CIA CERVEJARIA BRAHMA, **Sistema de Refrigeração com Amônia**, Revisão “A” Rio de Janeiro, 1993.

DANFOSS. **Reguladores de Pressão e Temperatura**. Catálogo Técnico. São Paulo, 2001.

ELETROBRÁS, FUPAI/EFFICIENTIA, **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316p.

FERRAZ, F., GOMES, M., **O histórico da Refrigeração, Fluidos Refrigerantes, Ozônio/Processo de Formação/Destruição, Sistemas de Refrigeração, Componentes se um Sistema de Refrigeração**. CEFET-BA, Santo Amaro, 2008. 60p.

FRIOPLUS, **Aumento da Eficiência Frigorífica com o Uso do Purgador de Ar Multiponto**, Artigo de Fio Plus Engenharia, Treinamento e Representações, disponível em <http://www.frioplus.com.br/artigos_3.php> acessado em 20 de agosto de 2011.

GEA, **Economizando Energia: Purgador Automático de Ar Multiponto**, GEA Refrigeration Technologies Brasil, Catálogo Técnico, Porto Alegre, 2009.

GEORGE, R.M., **Freezing Processes Used in the Food Industry**, Trends in Food Technology, vol. 4, p. 134-138, 1993.

LEITE, A. A. F., **OPORTUNIDADES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA A INDÚSTRIA: SETORES COM MAIOR POTENCIAL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA: SUMÁRIO EXECUTIVO**. CNI, Brasília, 2010. 86p.

MARTINELLI JUNIOR, L.C. **Refrigeração**. UNIJUÍ / UERGS DeTEC Departamento de Tecnologia, Panambi, 2003. 134p.

MATOS, C.J.G. **Análise e Implementação da Norma ANSI/ISA S88.01 no Controle Automatizado de um Sistema em Processo por Batelada.** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio de Janeiro/COPPE. Rio de Janeiro, 2007. 123p.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. **MYCOM – Unidade Compressora – Alternativo, Manual de operação e manutenção**. Arujá, 2008.

MAYEKAWA DO BRASIL REFRIGERAÇÃO. **MYCOM – Unidade Compressora – Parafuso, Manual de operação e manutenção**. Arujá, 2008.

MAYEKAWA MFG. CO. LTD. **MYCOM Screw Performance Software** V. 13.9ep. 2008.

MONTEIRO, M.A.G., ROCHA, L.R.R., **Centrais Elétricas Brasileiras, FUPAI/EFFICIENTIA, Gestão Energética**. Eletrobrás. Rio de Janeiro, 2005.

OSTENDORP, C. **Chilled Water Plant Optimization by Ressetting the Condenser Water Temperature**. Energy Engineering. Vol. 7, nº 05, 2010 p. 9-23.

PILLIS, J., **Screw Compressors Basics, YORK Refrigeration - Technical Description of FV19D - SABROE REFRIGERATION AB**, Tradução e Adaptação da Engenharia de Aplicação da Divisão de Contrato YORK Refrigeration, Joinville, 2005.

PIRANI, M.J., **Refrigeração e Ar Condicionado – Parte I Refrigeração.** UFBA, Departamento de Engenharia Mecânica. Salvador, 2005.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (PROCEL). **Dados da instituição, 2011**. Disponível em www.eletrobras.gov.br/procel. Acesso em 15 de Julho de 2011.

ROCKWELL, T.C. **Punging Noncondensable Gases Improves System Efficiency and Reduces Costs**. Refrigerating Engineers & Technicians Association. Vol.7, nº 01, 1994. 4p.

ROCKWELL, T.C.; QUAKE, T.D. **Purge Your Way to Energy Savings.** Refrigerant Management, 1998. 2p.

SALVADOR, F. **Projeto de um Sistema de Refrigeração Industrial com Set Point Variável**. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo EPUSP, Departamento de Engenharia Eletrônica, São Paulo, 1999.

SANTOS, M.S.; RIBEIRO, F.M. **Cervejas e refrigerantes.** São Paulo, CETESB, 2005. 58 p.

SEMCO EQUIPAMENTOS, **SCD – Condensadores Evaporativos, Catálogo Técnico**. São Paulo, 2007a.

SEMCO EQUIPAMENTOS, **VXC – Condensadores Evaporativos, Catálogo Técnico**. São Paulo, 2007b.

SHEHATA, B. **Refrigeration Optimization**. Anheuser-Busch InBev. Nova York, 2009.

SOLA, A.V.H., KOVALESKI, J.L. **Eficiência energética nas indústrias: cenários e oportunidades**. XXIV ENEGEP, Florianópolis, 2004 p. 3326 – 3333.

STOECKER, W.F., SAIZ JABARDO, J.M., **Refrigeração Industrial**. 2ª Edição, Editora Edgard Blucher. São Paulo, 2002.

TASSINI, J. O. ; SILVEIRA, J. L. ; MAGALHÃES SOBRINHO, P. . **Industrial Refrigeration System Optimization with Suction Separation Schemes Beverage Industry.** 21st International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), v. em cd., Natal, 2011.

TESTO. **Transmisor de Humedad Testo 6681.** El Transmissor de Humedad Industrial. Catálogo Técnico 9p. 2006.

YORK REFRIGERATION. **Treinamento em Refrigeração Industrial com Amônia**. Joinville, 2008